Guillaume SABATIER
François RAGUSA
Hubert ANTZ

BEP / CAP
BAC PRO

MANUEL DE TECHNOLOGIE MÉCANIQUE

25 leçons
avec exercices corrigés
+
auto-évaluation
des compétences

DUNOD

GUILLAUME SABATIER
FRANÇOIS RAGUSA
HUBERT ANTZ

MANUEL DE TECHNOLOGIE MÉCANIQUE

DUNOD

Maquette de couverture : M A T E O

ISBN 2 10 049992 0

Préface

Dans un secteur industriel fortement concurrentiel qui impose des exigences de qualité et de rentabilité, le technicien d'aujourd'hui doit être capable de raisonner et d'agir méthodiquement en appréhendant l'ensemble dans lequel il exerce son action. Sa culture technique et ses compétences lui permettent de s'adapter et de faire face aux évolutions technologiques. Ce profil de qualification milite pour un enseignement professionnel qui dépasse la seule transmission de connaissances.

La démarche des auteurs de ce *Manuel de technologie mécanique* s'inscrit dans cette visée de formation. Au-delà de la simple écriture de « savoirs technologiques », leur ambition est de permettre au lecteur d'accéder à une compréhension globale des systèmes mécaniques et de leur environnement. Dans cet esprit, ils ont souhaité donner à leur travail une dimension pédagogique qui facilite l'organisation des apprentissages. Ainsi :

- les savoirs technologiques, clés d'entrée des différents chapitres, sont systématiquement mis en relation avec des compétences professionnelles qui demeurent les véritables objectifs de formation ;
- les notions abordées sont toujours situées dans leur contexte technique ; des exercices corrigés et de nombreuses indications permettent au lecteur de vérifier sa compréhension et de prolonger ses investigations ;
- des documents de synthèse qui tiennent lieu de tableau de bord de la formation, permettent d'identifier les activités conduites et d'évaluer les compétences mises en œuvre.

Conçu pour répondre aux exigences des référentiels des formations CAP, BEP et Baccalauréats professionnels du secteur industriel, ce *Manuel de technologie mécanique* couvre un large champ de connaissances en sciences et technologies industrielles. Il s'adresse à tous ceux qui, engagés dans une démarche de formation, recherchent un ouvrage de référence qui les accompagnera dans leur parcours. La richesse documentaire et la clarté des explications répondront très certainement à leurs attentes.

Éric Chazalette
Inspecteur de l'Éducation nationale
Sciences et Techniques industrielles

Table des matières

Avant-propos

Ce manuel, destiné aux élèves de CAP, BEP et Baccalauréats professionnels industriels, met au cœur de la situation d'apprentissage les normes, les savoirs et les compétences essentiels de la technologie mécanique en se basant sur des systèmes mécaniques et leurs fonctions associées.

Mode d'emploi

Chaque chapitre est introduit par les compétences à acquérir. L'élève est guidé dans la compréhension de la technique enseignée et s'entraîne à l'aide de l'exercice d'application en fin de chapitre. À chaque exercice, l'élève peut, seul ou avec l'aide du professeur, évaluer ses compétences, grâce au tableau prévu à cet effet en début de manuel, en inscrivant son niveau (A, B, C et D) en face de la compétence à acquérir. Il suit ainsi son évolution sur la même compétence pendant sa période de formation, et ses progrès tout au long de l'année. Avant l'examen, il est nécessaire de travailler prioritairement les compétences évaluées par C et D.

Travail de découverte des phénomènes observés

Recherche à travers les données historiques en début de chapitre

Apprentissage du cours

En classe, lecture et compréhension du cours avec le professeur

Exercices pratiques ou dirigés, seul ou en classe

Exercice appliqué en fin de chaque chapitre avec corrigé en fin de manuel

Exercice supplémentaire « Pour aller plus loin » pour validation des compétences

Activités sur Internet

Normes du manuel autorisées

Évaluation des compétences

Contrôle des connaissances avec ou sans normes du manuel

Tableau de compétences à remplir seul ou avec le professeur

Approfondissement des points délicats

Révision des règles et explication du cours et/ou des exercices

Examen

Avertissements

- Les normes incluses dans le manuel ne sauraient en aucun cas remplacer les documents de l'AFNOR, auxquels il convient de se reporter pour toute application industrielle.
- Ce manuel est un outil et non une référence officielle, il ne préfigure ni de la progression ni du contenu des cours des professeurs, qui doivent se reporter au référentiel de la discipline concernée pour établir leurs séquences pédagogiques.
- Les exemples donnés ici ne sont pas exhaustifs, ils ne sauraient être utilisés directement pour d'autres applications sans adaptations théoriques et pratiques adéquates.
- Les repères de l'espace à trois dimensions installés pour chaque exemple sont des repères relatifs, sauf indication contraire.

Remerciements

Les auteurs souhaitent remercier :

- Renault SA (http://www.renault.fr), et particulièrement Laetitia Hainaut,
- le Conservatoire Seb (http://www.groupeseb.com), et particulièrement Virginie Labrue et Sandrine Besson,
- la Société des pétroles Shell (http://www.shell.com), et particulièrement Patrick Settelen,
- Festo (http://www.festo.com), et particulièrement Nicolas Murzyn,
- Pioch Farrus Mine (http://perso.wanadoo.fr/piochfarrus/index2.htm), et particulièrement Jean-Luc Espérou,
- Würth France SA (http://www.wurth.fr),
- l'AFNOR (http://www.afnor.fr/portail.asp),
- les Éditions Dunod (http://www.dunod.com),

ainsi que tous les collègues, élèves, inspecteurs et proches ayant apporté leur contribution à l'amélioration de l'ouvrage.

Compétences associées à chaque savoir et évaluation de l'élève

Les compétences sont données de manière indicative et ne sauraient remplacer le référentiel spécifique de la section considérée. Il convient de s'y reporter afin de rester dans la limite imposée réglementairement.

Chapitre	Compétences	Page
1. Analyse fonctionnelle	A1, A2	1
2. Dessin technique : vulgarisation et normalisation	L1, L8, L12, E1	11
3. Représentation en vue extérieure d'une pièce sur un dessin technique	L1, L8, L12, E1, L4, L10, E4	21
4. Représentation en coupe sur un dessin technique	L1, L8, L12, E1, L4, L10, E4	31
5. Volumes et surfaces	L2, L10, A4	41
6. Matériaux : transformation et normalisation	L5, A3	55
7. Procédés d'obtention des pièces	L6, E2, A3, A7	75
8. Liaisons élémentaires dans un mécanisme	L11, ES1, A4, A5	95
9. Schéma cinématique minimal d'un mécanisme	L11, ES1, E3, A5	103
Spécifications fonctionnelles		
10. Ajustements	L7, L9, A6, A7, A12	107
11. Cotation fonctionnelle	L7, L9, A6, A7, A12	117
12. Spécifications géométriques	L7, L9, A6, A7, A12	121
13. Spécifications de surface	L7, L9, A6, A7, A12	133
14. Métrologie	A8, A9	137
Solutions technologiques		
15. Guidage en rotation (roulements, paliers lisses)	ES4, E4, A6, A12	145
16. Guidage en translation	ES4, E4, A6, A12	161
17. Liaisons encastrements	ES4, E4, A6, A12	169
18. Étanchéité et lubrification	A11, ES4	201
19. Transformation et transmission de l'énergie	ES4, ES5, A2, A10	209
Étude des comportements		
20. Statique : étude du comportement des solides immobiles dans un repère	ECSD1, ECSD2, ECSD3	265
21. Cinématique : étude de la position et du mouvement des solides par rapport à un repère	ECC1, ECC2	285
22. Dynamique : étude du comportement des solides en mouvement par rapport à un repère	ECSD1, ECSD2, ECSD3	297
23. Résistance des matériaux	RDM1 à 4	309
24. Structure des matériaux et leurs traitements	RDM1 à 4	321
25. Caractéristiques mécaniques et essais des matériaux	RDM1 à 4	333

Évaluation de l'élève

A : l'élève a atteint l'objectif entièrement et en autonomie **B : l'élève a atteint l'objectif avec l'aide du professeur** **C : l'élève a atteint l'objectif partiellement ou avec difficultés** **D : l'élève n'a pas atteint l'objectif**	**Évaluation 1**	**Évaluation 2**	**Évaluation 3**	**Évaluation 4**
Exemple : Compétence : mesurer la largeur d'un pièce	C	B	A	
L1 : Repérer un ensemble de pièces, une pièce, ou les formes d'une pièce sur un dessin technique				
L2 : Quantifier des surfaces et volumes élémentaires				
L3 : Décrire les positions relatives entre les surfaces ou entre les volumes d'une pièce				
L4 : Désigner les formes d'une pièce en représentation plane ou en coupe sur un dessin technique				
L5 : Identifier la nature d'un matériau à partir des hachures ou d'une pièce réelle et décoder sa désignation normalisée				
L6 : Identifier le procédé d'obtention d'une pièce suivant ses formes				
L7 : Décoder les cotes et les spécifications géométriques liées aux surfaces				
L8 : Extraire les informations utiles d'un dossier technique (cartouche, nomenclature, repères, matériaux)				
L9 : Identifier les surfaces fonctionnelles d'un mécanisme				
L10 : Associer volumes et surfaces dans plusieurs vues d'une mise en plan				
L11 : Identifier les liaisons et les mouvements des pièces d'un mécanisme à partir d'un schéma cinématique				
L12 : Inventorier les pièces constitutives d'un système mécanique ou d'un ensemble hydraulique ou pneumatique				
ES1 : Identifier, avec la norme, les liaisons entre solides dans un schéma cinématique et en déduire les mouvements relatifs				
ES2 : Identifier, avec la norme, les composants utilisés dans un schéma pneumatique, hydraulique ou électrique				
ES3 : Identifier le type de transmission ou de transformation de l'énergie sur un dessin technique				
ES4 : identifier les solutions constructives associées aux fonctions techniques et décoder leur désignation				
ES5 : Déterminer les paramètres d'entrée et de sortie de l'énergie pour résoudre un problème technique				
E1 : Produire le croquis d'une pièce ou sa représentation normalisée sur des vues planes ou en perspective				
E2 : Décrire le procédé d'obtention d'une pièce suivant les fonctions techniques qu'elle doit remplir				
E3 : Compléter un schéma cinématique				
E4 : Représenter une solution technologique pour une fonction technique donnée				
A1 : Définir la frontière d'étude pour un système mécanique				
A2 : Exprimer les entrées/sorties, fonctions, valeur ajoutée et données de contrôle d'un ensemble ou sous-ensemble à partir d'un outil de description fonctionnelle				

A3 : Associer les matériaux à leurs caractéristiques et à leur fonction technique à assurer dans un système mécanique				
A4 : Associer les surfaces de contact ou les mouvements relatifs des pièces à leurs liaisons normalisées				
A5 : Définir les classes d'équivalence cinématique pour un système mécanique donné				
A6 : Définir les conditions fonctionnelles pour une solution technologique				
A7 : Associer les spécifications fonctionnelles au procédé d'obtention des pièces				
A8 : Valider des spécifications fonctionnelles par contrôle des pièces				
A9 : Choisir le procédé de métrologie suivant la spécification fonctionnelle considérée				
A10 : Décrire un système de transmission de l'énergie				
A11 : Décrire un type d'étanchéité ou de lubrification pour une fonction technique donnée				
A12 : Exprimer le comportement d'un assemblage selon les spécifications fonctionnelles indiquées				
A13 : À partir d'un schéma, décrire le fonctionnement d'une installation hydraulique, pneumatique ou électrique				
ECC1 : Identifier et décrire le mouvement relatif entre deux pièces ainsi que la trajectoire d'un point de cette pièce				
ECC2 : Déterminer la position, la vitesse et l'accélération d'un solide en mouvement de translation ou de rotation uniforme ou uniformément varié				
ECSD1 : Inventorier les actions mécaniques appliquées à un solide				
ECSD2 : Représenter les actions mécaniques sur un solide isolé, à l'équilibre ou en mouvement (dans un repère imposé)				
ECSD3 : Déterminer les actions inconnues à un solide isolé en vue de résoudre un problème (RDM, condition d'équilibre, etc.) par application d'un principe fondamental de la physique (statique ou dynamique)				
RDM1 : Identifier le type de sollicitation à laquelle une section quelconque d'une pièce est soumise				
RDM2 : Évaluer la déformation ou les conditions de résistance d'une pièce pour une situation mécanique donnée				
RDM3 : Évaluer le comportement mécanique ultérieur d'une pièce suivant la structure de la matière et le traitement thermique ou chimique associé				
RDM4 : Évaluer les caractéristiques mécaniques qu'une pièce doit posséder pour une fonction technique donnée				

Analyse fonctionnelle

1

Plan

Compétences visées : A1, A2

1.1 Exemple d'architecture fonctionnelle pour une automobile

NF EN 1325-1 et NF EN 1325-2

Exemple d'analyse fonctionnelle : voir figure 1.1 page suivante.
Un produit (véhicule automobile, vêtement, matériel…) est conçu de manière à répondre à un besoin exprimé par le futur utilisateur : le client. Il est donc nécessaire de créer un lien ordonné entre l'utilisateur et le concepteur (figure 1.2).

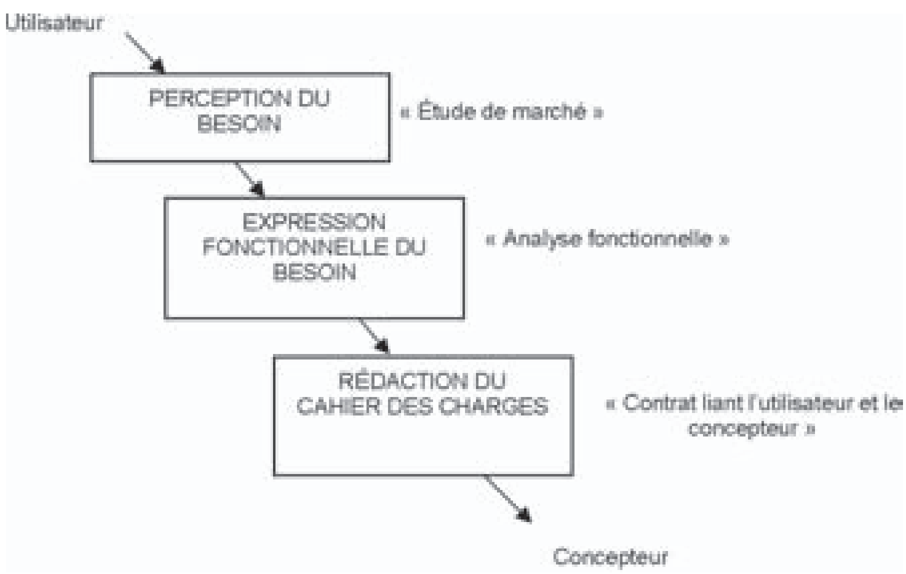


Figure 1.2 – Relation utilisateur/concepteur.

- **1re phase** : l'étude de marché permet d'aller vers le client. À travers divers sondages apparaissent les besoins du client : il est alors possible de les recenser, de les formuler et de les valider.
- **2e phase** : l'analyse fonctionnelle a pour but de traduire les besoins de l'utilisateur en terme de fonction. Ces fonctions seront à la base de toute recherche de solution technologique, elles sont classées, caractérisées et validées.
- **3e phase** : la rédaction du cahier des charges va amener le concepteur à réaliser un avant-projet (exemple de l'architecture fonctionnelle de la voiture). C'est un contrat liant le demandeur (client) et le concepteur, précisant les responsabilités de chacun. Toutes les recherches (phases) précédentes y figurent.

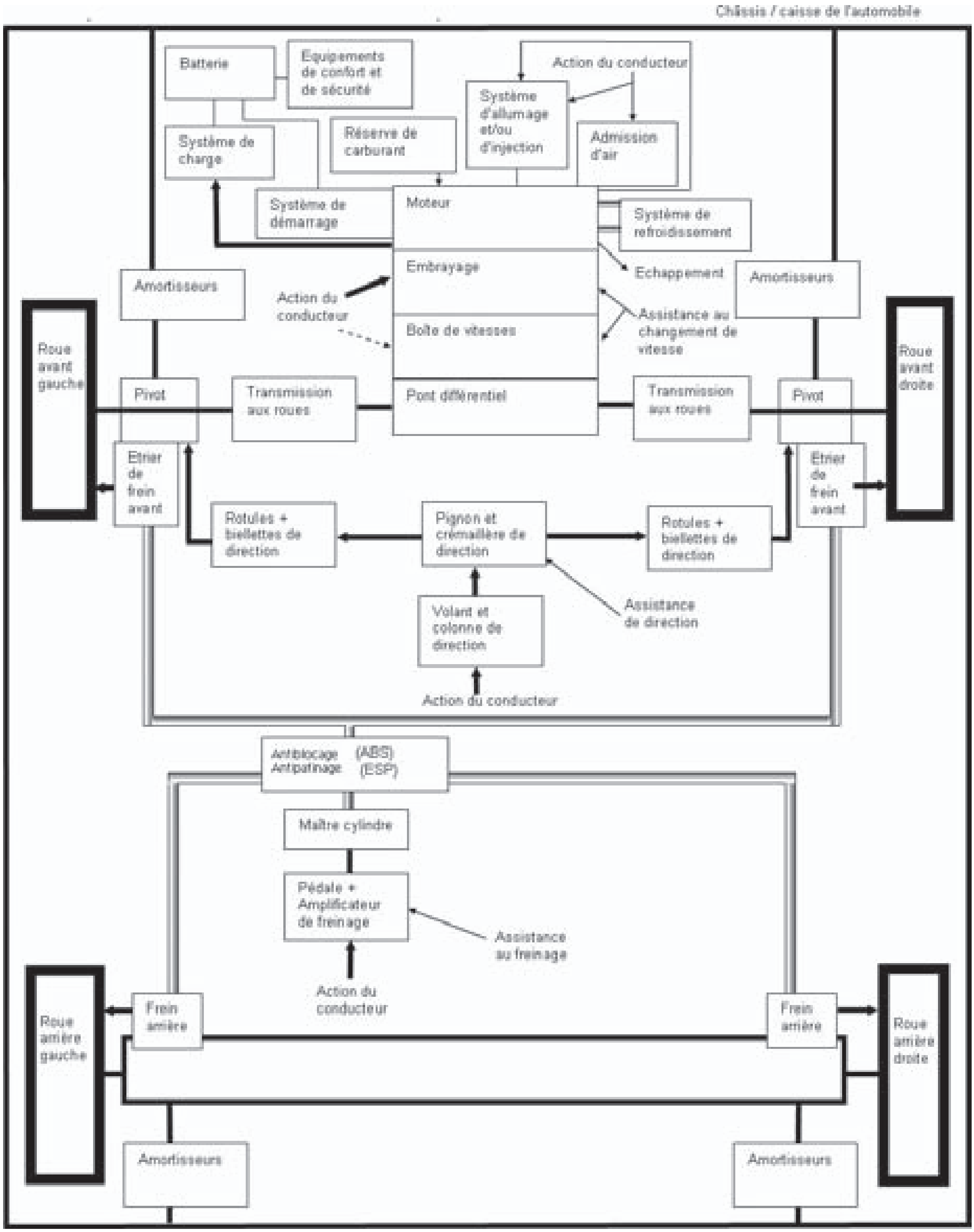


Figure 1.1 – Architecture fonctionnelle d'une automobile.

1.2 Énoncé fonctionnel du besoin (méthode APTE)

Définition du **besoin** : nécessité ou désir éprouvé par un utilisateur.
Une fois l'étude de marché réalisée, le besoin est identifié. Il faut normalement l'énoncer clairement : il s'agit d'exprimer avec rigueur le but et les limites de l'étude. L'outil utilisé pour cela est « la bête à cornes » (diagramme APTE).
Prenons un exemple : une étude de marché a mis en évidence le besoin pour un couturier de disposer d'un outil (une paire de ciseaux) lui permettant de couper du tissu.
Pour remplir le diagramme « bête à cornes », il faut répondre aux questions suivantes (par rapport au produit) :

- À qui rend-il service ?
- Sur qui agit-il ?
- Dans quel but ?

On obtient ainsi le diagramme suivant (figure 1.3).

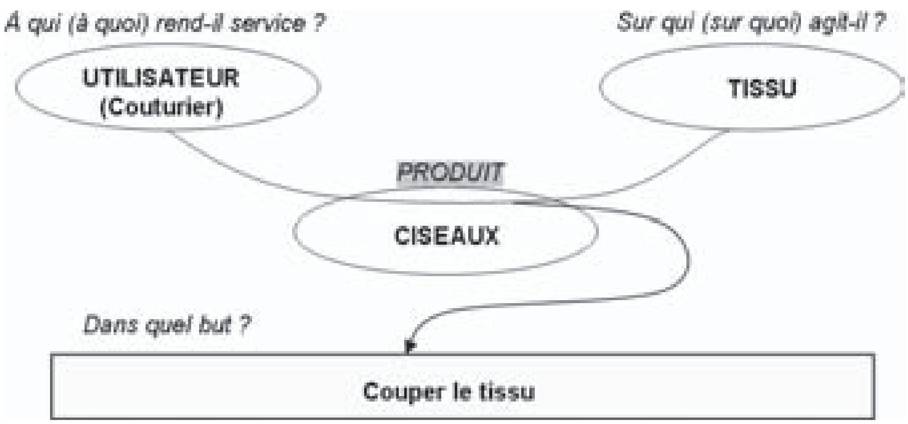


Figure 1.3 – Énoncé fonctionnel du besoin : diagramme « bête à cornes ».

À partir de cela, il ne reste plus qu'à valider le besoin en se posant les questions suivantes :

- Pourquoi le besoin existe-t-il ? (à cause de quoi ?)
- Qu'est-ce qui pourrait le faire disparaître/évoluer ?
- Quel est le risque de le voir disparaître/évoluer ?

Dans notre cas les réponses sont :

- L'utilisation de tissu pour la confection de vêtements, de rideaux…
- La découverte d'un nouveau matériau ne nécessitant pas l'utilisation d'un outil pour le couper ou la disparition de l'habillement (les personnes resteraient nues).
- Le risque est très faible, voire nul.

Le projet est stable.

1.3 La démarche de l'analyse fonctionnelle

L'analyse fonctionnelle consiste à **recenser**, **caractériser**, **ordonner**, **hiérarchiser** et **valoriser** les fonctions d'un produit. À partir de cet instant, le besoin est traduit en terme de fonctions.

Pour réaliser cette analyse, il faut déterminer la séquence de vie du produit (utilisation, maintenance…) dans laquelle on se place, et la frontière qui délimite la zone d'étude. On parle alors d'isolement du produit par rapport à son milieu environnant. Pour ce faire, on utilise le diagramme d'association, ou graphe des interacteurs (figure 1.4).

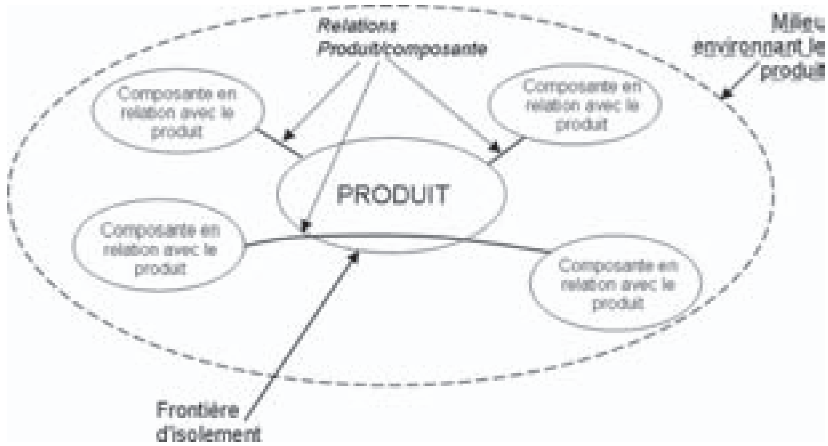


Figure 1.4 – Diagramme d'association.

Les relations entres les différentes parties sont en fait les fonctions du produit. Ces fonctions sont classées en deux groupes :

- les **fonctions principales** (figure 1.5) : ce pourquoi le produit existe. Une fonction principale relie toujours deux composantes en passant par le produit ;
- les **fonctions complémentaires** (figure 1.6) : ce qui permet d'adapter le produit à son environnement immédiat. Une fonction complémentaire ne relie le produit qu'à une composante à la fois.

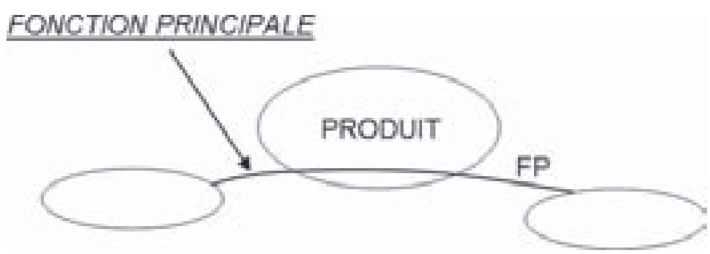


Figure 1.5 – Fonction principale.

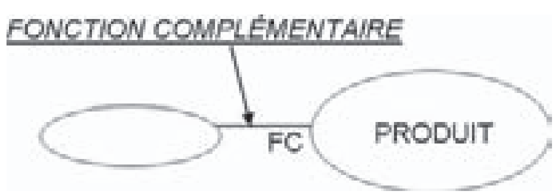


Figure 1.6 – Fonction complémentaire.

Remarque : Une fonction est toujours exprimée par un verbe à l'infinitif suivi d'un complément d'objet.

Dans notre exemple de la paire de ciseaux, nous obtenons les diagrammes suivants (figures 1.7 et 1.8), avec :

- FP1 : Couper le tissu.
- FC1 : S'adapter à l'utilisateur (être facile d'emploi).
- FC2 : Résister à l'usure.
- FC3 : Résister au milieu ambiant.
- FP2 : Affûter les lames des ciseaux.

Toutes ces fonctions définies peuvent être classées par importance et peuvent être appréciées à partir de critères. Cela ne sera pas traité dans ce chapitre.

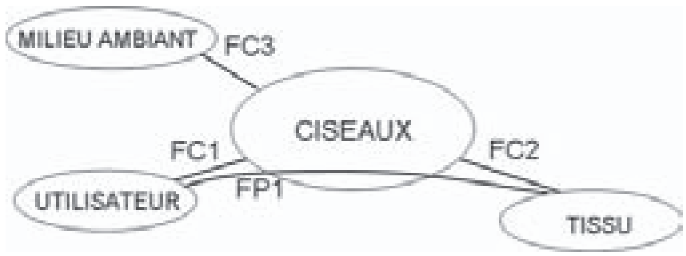


Figure 1.7 – Diagramme d'association « Ciseaux » : séquence conception.

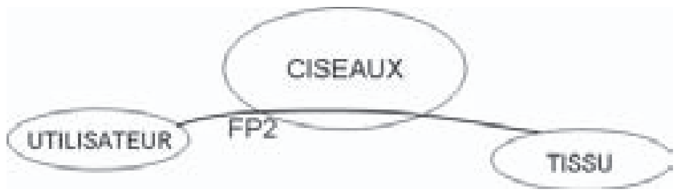


Figure 1.8 – Diagramme d'association « Ciseaux » : séquence maintenance.

1.4 L'analyse de produits existants

L'analyse fonctionnelle des produits existants (ou en phase de développement) est nécessaire pour améliorer ces produits. En effet, il n'est pas rare de constater qu'un véhicule soit modifié pour répondre au mieux aux besoins de l'utilisateur, besoins qui évoluent sans cesse. De plus, en cours de développement, cette analyse permet au concepteur de ne pas s'égarer dans des solutions techniques complexes ou inutiles. Cette analyse s'inscrit également dans une démarche de maintenance, de recherche de panne.

1.4.1 Analyse fonctionnelle descendante (SADT)

Description : niveau A-0

Ce type d'analyse permet de modéliser graphiquement un produit. L'élément graphique de base est la boîte rectangulaire dans laquelle est inscrite la fonction. On y trouve également les flux de données, matières qui traversent cette fonction et les données de contrôle qui gèrent la fonction. En dessous de la boîte est noté le mécanisme réalisant la fonction (figure 1.9).

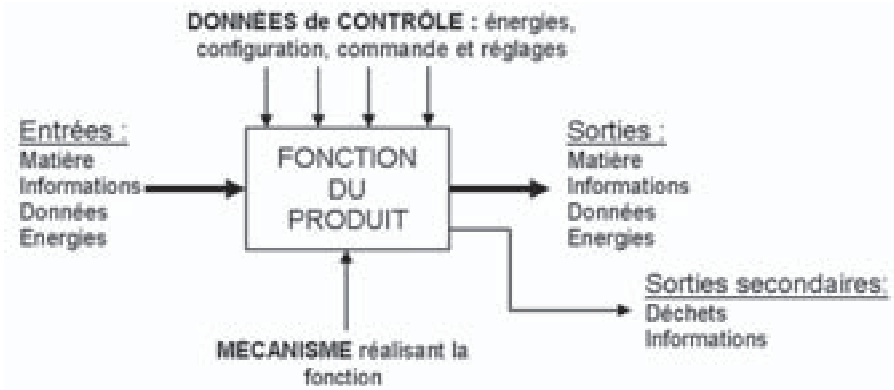


Figure 1.9 – Diagramme A-0 utilisé en SADT.

Remarque : Les entrées se retrouvent toujours en sortie, mais modifiées par la fonction du produit. Dans notre exemple : le tissu est entier à l'entrée, il ressort coupé, la fonction étant **Couper le tissu**. La valeur ajoutée représente la différence de valeur des sorties par rapport aux entrées.

■ Utilisation et fonctionnement : niveau A0

Cette analyse se fait toujours en partant de la fonction globale du produit pour aller vers le détail (figure 1.10). C'est un effet de zoom. Le premier niveau est le niveau A-0 : fonction globale du système ; en « zoomant » dans cette boîte, on trouve d'autres boîtes (notées A1, A2…). De même, si nous regardons dans la boîte A1, on retrouve d'autres boîtes (notées A11, A12…), et cela jusqu'à ce que le produit soit entièrement modélisé.

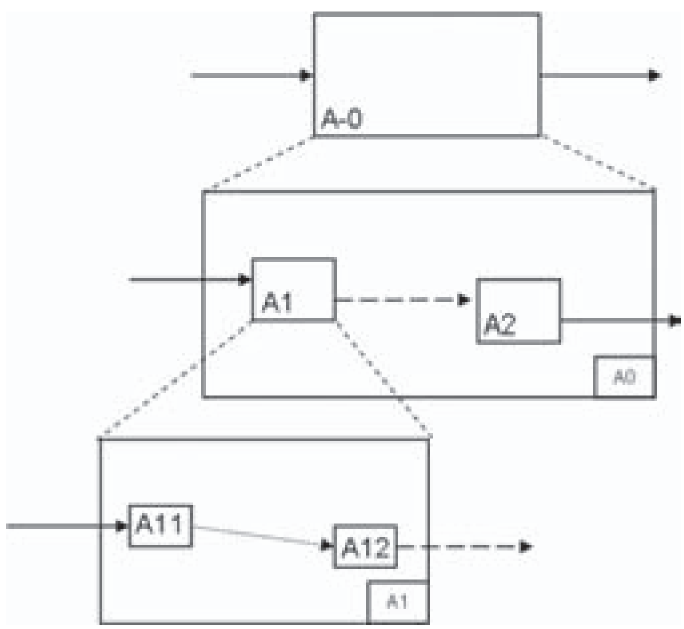


Figure 1.10 – Analyse descendante.

Remarque : Il est utile de préciser le point de vue choisi (utilisateur, concepteur…).

Pour notre exemple, nous obtenons le diagramme de la figure 1.11. Le point de vue choisi est celui de l'utilisateur, au **niveau A-0** (figure 1.11).

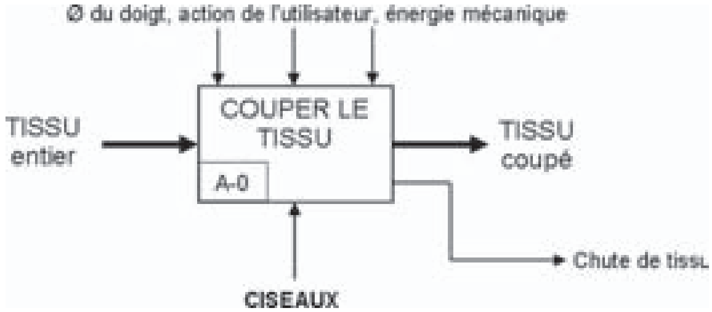


Figure 1.11 – Diagramme A-0 « Ciseaux ».

1.4.2 Diagramme FAST

Description

Cet outil d'analyse de l'existant est très pertinent car il permet d'associer à la fonction de service (réponse au besoin de l'utilisateur) des solutions technologiques. Il se présente également sous la forme de boîte, mais l'effet de zoom est remplacé par une description linéaire, le sens de l'analyse se faisant de la gauche vers la droite. En partant de la fonction principale, toutes les fonctions techniques sont reliées et ordonnées jusqu'à aboutir aux solutions techniques.
Le but de cet outil est de définir et de caractériser chaque zone fonctionnelle du produit (une zone fonctionnelle n'est rien d'autre qu'une solution technologique répondant à une fonction). De plus, en séparant chaque zone fonctionnelle du produit, il est facile d'évaluer la fiabilité et la compétitivité du produit : le produit n'est plus critiqué sur sa fonction principale mais sur les choix technologiques mis en œuvre pour la réaliser.

Utilisation et fonctionnement

Les différentes fonctions (boîtes) sont reliées de manière très précise et stricte. Pour passer d'une boîte à l'autre, il faut répondre à la question qui correspond. Trois questions sont possibles :

- Pourquoi la fonction doit-elle être réalisée ?
- Comment la fonction doit-elle être réalisée ?
- Quand la fonction doit-elle être assurée ?

Remarque : Pour les flèches verticales, les fonctions sont réalisées en même temps.

Pour notre exemple de la paire de ciseaux, nous obtenons le diagramme suivant (figure 1.12).

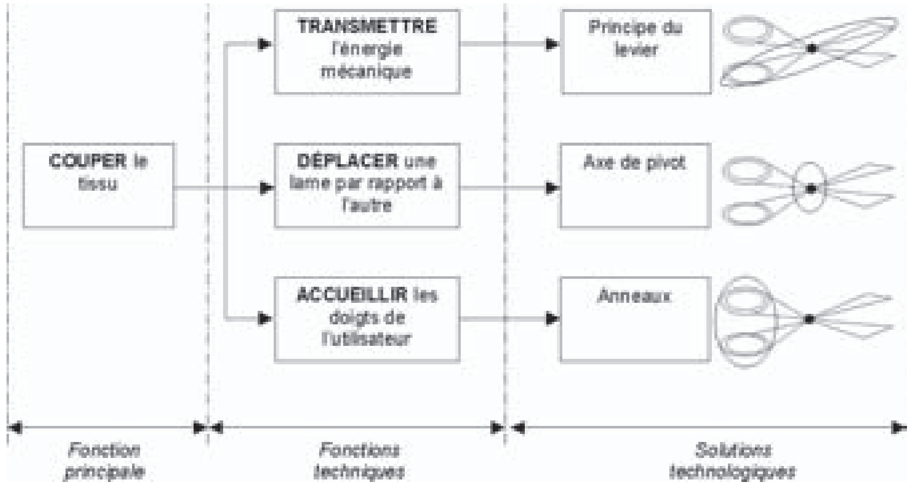


Figure 1.12 – Diagramme FAST « Ciseaux ».

Comment décrypter ce diagramme ?

La fonction principale détaillée est **Couper le tissu**. Pour réaliser cette fonction, trois fonctions techniques sont employées : c'est la réponse à la question « Comment ? ». On remarque que ces trois fonctions sont réalisées simultanément : c'est la réponse à la question « Quand ? ». Ensuite à chaque fonction technique est associée une solution technologique (zone fonctionnelle) du produit (ici, la paire de ciseaux). Par exemple, pour **Transmettre l'énergie mécanique**, c'est le système de levier qui est employé ; de même pour **Accueillir les doigts de l'utilisateur**, la solution choisie est une forme en anneaux.

Il est également possible de remonter d'une solution technologique vers sa fonction associée : ainsi l'axe de pivot sert à **Déplacer une lame…** (réponse à la question « Pourquoi ? »).

Schéma par bloc fonctionnel

Reprenons l'exemple de la figure 1.1 avec le véhicule automobile. Des **blocs fonctionnels** donnent une vue globale du fonctionnement d'un mécanisme. On peut ensuite regarder dans les boîtes pour voir comment est structuré le sous-ensemble considéré. Par exemple, les freins sont situés au niveau des roues (voir figure 1.1). La structure des freins est décrite au chapitre 19 sur la transmission de puissance.

Exercice type

Le système étudié est un système de panneaux solaires (figure 1.13).

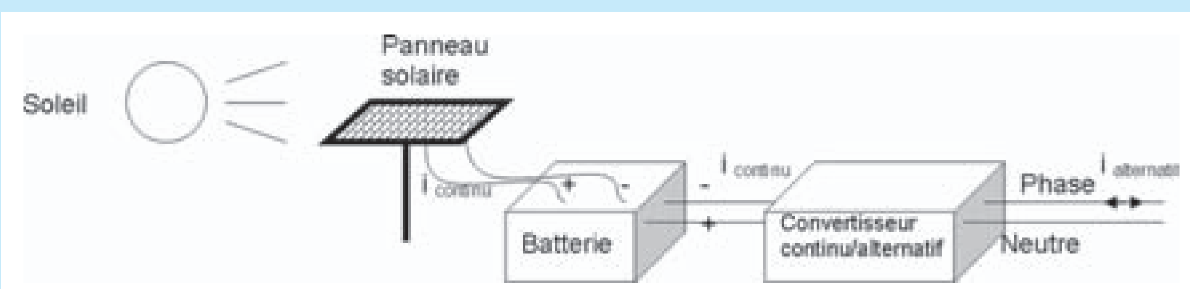


Figure 1.13 – Production d'électricité à partir de l'énergie solaire.

Q1) Complétez le diagramme A-0 pour le système de panneaux solaires au niveau des pointillés (figure 1.14).

Q2) Complétez le diagramme A0 (figure 1.15, sur les pointillés uniquement) correspondant au diagramme A-0 (figure 1.14). Mots à utiliser : courant électrique alternatif ; stocker l'électricité ; courant continu ; énergie solaire ; courant continu ; transformer l'énergie solaire en courant continu ; transformer le courant.

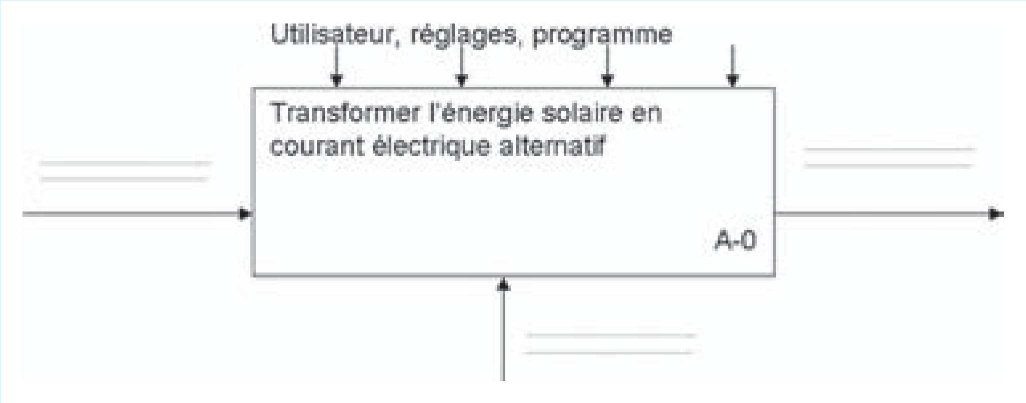


Figure 1.14 – Diagramme A-0 Système de panneaux solaires.

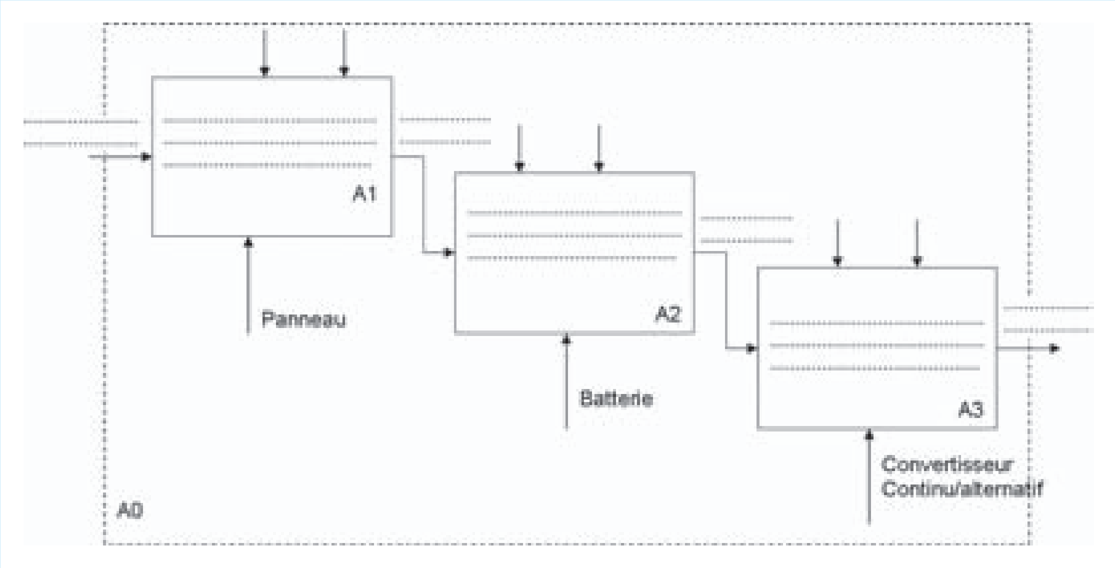


Figure 1.15 – Diagramme A0 Système de panneaux solaires.

Reportez-vous aux réponses page 341.

Pour aller plus loin

Réalisez ou complétez des schémas de l'analyse fonctionnelle pour tout ou partie des blocs de l'architecture de la voiture.

Voir aussi : batteur Minor Moulinex, presse-agrumes, plate-forme élévatrice, disque dur, éolienne, direction assistée, perceuse, laminoir (voir index).

Activités sur Internet : http://www.listepgm.org

Dessin technique : vulgarisation et normalisation

2

Plan

Compétences visées : L1, L8, L12, E1

Les premiers dessins connus sont ceux des hommes du Paléolithique qui « capturent » les animaux sur les murs des cavernes à la période magdalénienne, entre 19 000 et 10 000 avant J.-C.
Au Néolithique, les premiers architectes construisent des villes, par exemple la ville de Jéricho en Cisjordanie (vers 7 800 avant J.-C.).
À partir de l'Antiquité, les Sumériens, un peuple de Mésopotamie, connaissent l'écriture pictographique : un « dessin » représente un objet.
Les ingénieurs romains tels Vitruve en 30 avant J.-C. et Frontin en 80 après J.-C. planifient la construction des aqueducs, des thermes, des cirques et des arcs de triomphe.
À la Renaissance, vers 1450, le dessin technique prend une autre dimension avec Léonard de Vinci et l'imprimerie de Gutenberg. De Vinci représente des engrenages, des roulements à billes, le corps humain et des machines de guerre sur des plans en papier.
Gaspard Monge (1746-1818) est traditionnellement considéré comme le fondateur de la projection orthogonale et de la géométrie descriptive modernes.
La révolution industrielle, avec l'essor de la machine à vapeur à partir du début du XIXe siècle, a besoin du dessin industriel pour établir les plans avant la fabrication des machines : c'est la planification des travaux à grande échelle (machines ferroviaires et minières, industrie de guerre).
Au XXe siècle, c'est l'informatique qui améliore la qualité, la précision et la facilité d'archivage des dessins techniques modernes.

2.1 Le dessin technique (ou industriel)

NF EN ISO 5457 et 7200

2.1.1 Un outil de communication technique

Pour pouvoir réparer ou fabriquer un objet, il faut d'abord le comprendre. Quelles sont les pièces du mécanisme ? Comment sont-elles assemblées ? Où se situent-elles dans le mécanisme ? Autant de questions auxquelles il faut répondre pour comprendre un mécanisme. Un moyen simple d'y parvenir est le dessin technique, souvent appelé **plan**.
Le dessin technique est donc un moyen d'expression universel à tout technicien. Il suit des règles, des normes précises et rigoureuses dans un souci d'efficacité.
Tout professionnel qui utilise ou agit sur des mécanismes (machines, engins, automobiles…) doit pouvoir décoder un dessin technique, sans quoi il serait vite perdu et inefficace. Savoir décoder et utiliser un dessin technique nécessite de la rigueur et de l'organisation.

2.1.2 Les différentes représentations des dessins techniques

Il existe plusieurs types de dessins techniques, tous complémentaires.
Prenons l'exemple d'un batteur pour les œufs et étudions l'ensemble des dessins qu'il est possible d'établir (figure 2.1).

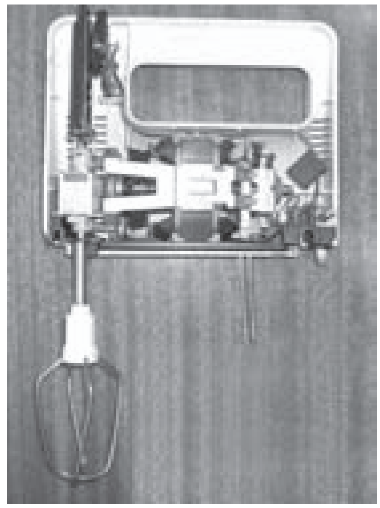


Figure 2.1 – Batteur de cuisine Minor Moulinex (conservatoire Seb, Lyon).

Le croquis

C'est un dessin (ou une esquisse) fait à main levée sans respecter de règles précises (figure 2.2). Il permet de visualiser une idée, un avant-projet.

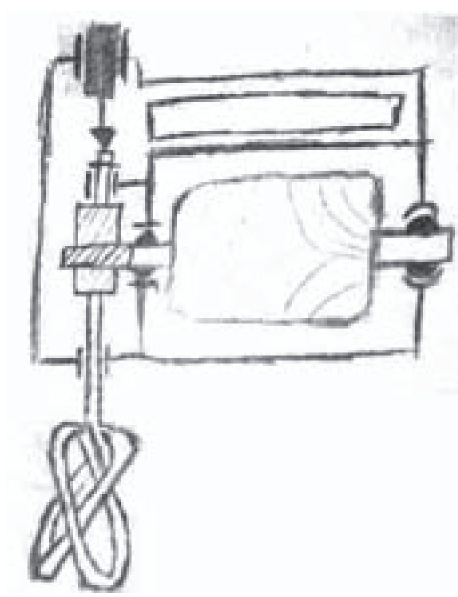


Figure 2.2 – Croquis du batteur Minor Moulinex (conservatoire Seb, Lyon).

■ Le dessin d'ensemble

C'est le « plan » du mécanisme, plus ou moins détaillé, à une certaine échelle. Le mécanisme est représenté assemblé et toutes les pièces apparaissent sur ce dessin (figure 2.3).

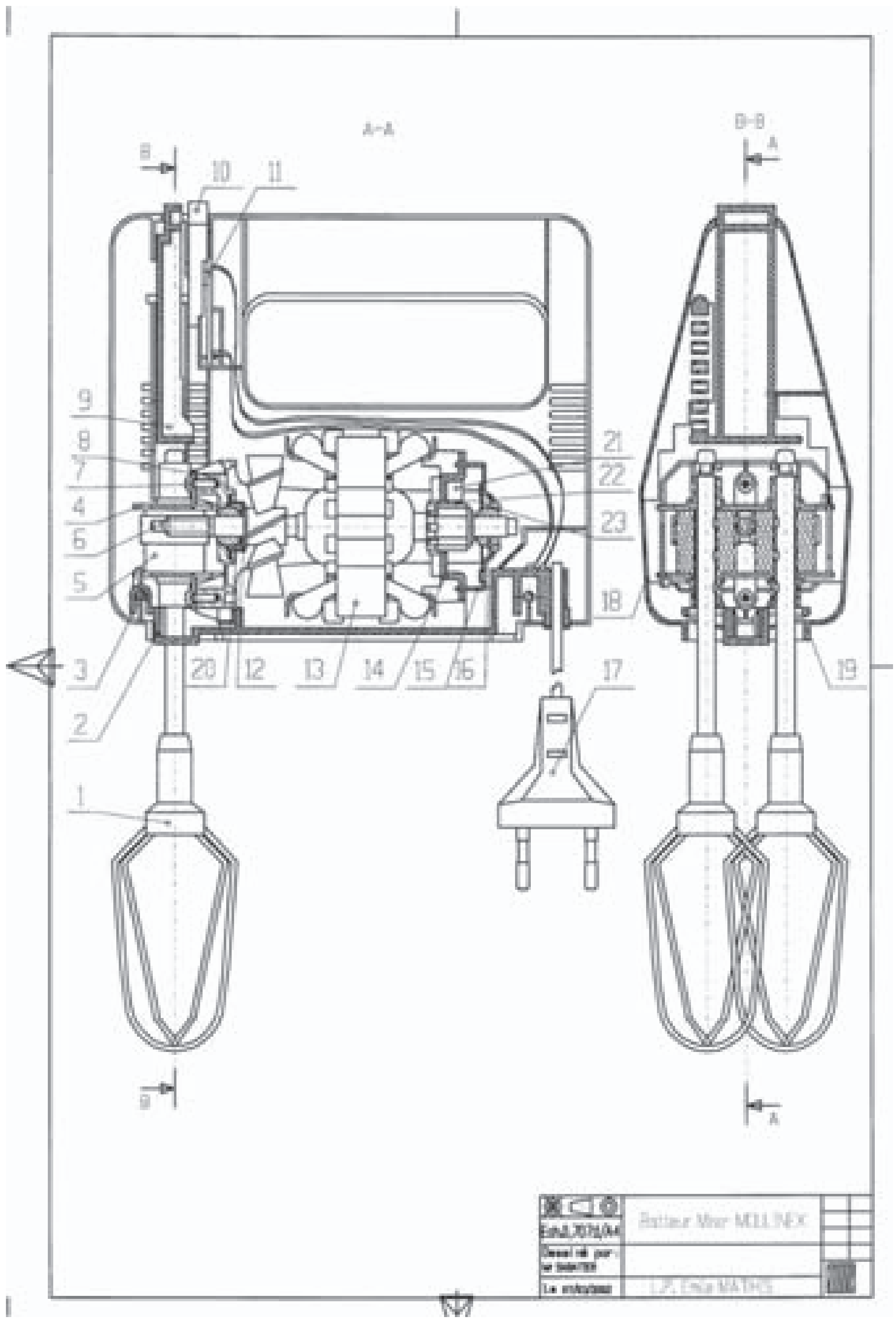


Figure 2.3 – Plan d'ensemble du batteur Minor Moulinex (conservatoire Seb, Lyon).

■ Le dessin de définition

Ce dessin est le complémentaire du précédent. Une seule pièce du mécanisme est dessinée et définie totalement. Ce dessin est souvent la base de la fabrication de la pièce (figure 2.4).

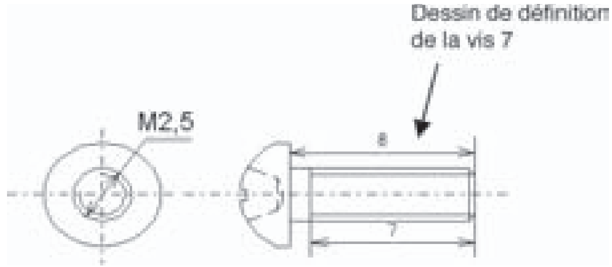


Figure 2.4 – Dessin de définition de la vis 7 du batteur.

Le schéma

C'est un dessin tracé à partir d'une famille de symboles. Il permet de représenter de manière simple un mécanisme, une installation (électrique, hydraulique, mécanique ou pneumatique). Le schéma permet surtout de décrire facilement le fonctionnement plus ou moins complexe d'un système.

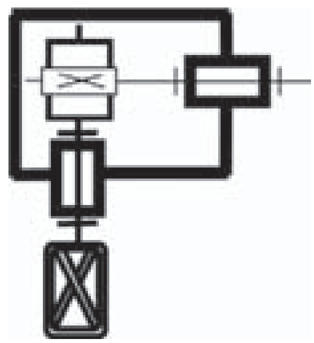


Figure 2.5 – Schéma cinématique du batteur Minor Moulinex.

La vue éclatée

Dans ce cas, le mécanisme est représenté en perspective (3 dimensions) et démonté. Ce mode de représentation permet de mettre en évidence l'assemblage des différentes pièces du mécanisme. La vue éclatée est souvent utilisée dans des notices d'assemblages ou de maintenance.

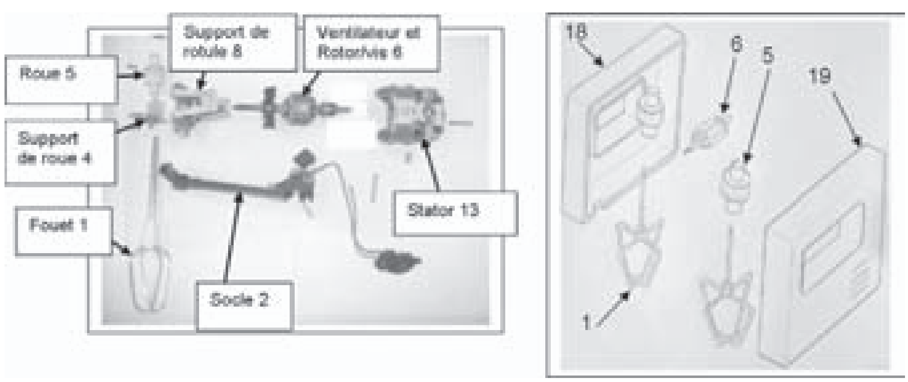


Figure 2.6 – Photographie de l'éclaté du batteur Minor Moulinex et dessin éclaté de la partie transmission (conservatoire Seb, Lyon).

2.2 Formats normalisés NF Q 02-000

Un dessin technique est exécuté sur un support. Bien que l'outil informatique ait fait progresser le dessin technique et son stockage, la plupart des plans sont encore imprimés sur du papier (ou du calque). Les différentes dimensions possibles de ce papier sont définies par la norme (tableau 2.1).

Tableau 2.1 – Formats normalisés.

Désignation	Longueur (mm)	Largeur (mm)	Marges (mm)
A3	420	297	10
A4	297	210	10

Remarque : Le plus grand format est le format A0, ses dimensions représentent environ un mètre carré. En divisant ce format en deux parties égales, on obtient le format A1. De même en divisant le format A1 obtenu en deux parties égales, on crée un format A2… et ainsi de suite (figure 2.7).

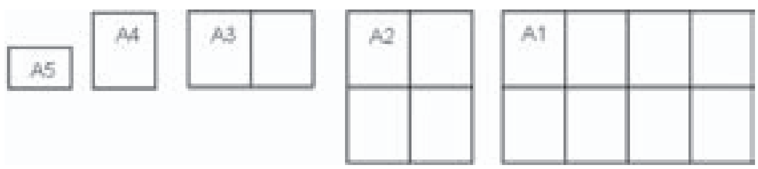


Figure 2.7 – Formats.

2.3 Échelle

Un dessin technique représente un produit réel qu'il est souvent impossible de représenter en taille réelle. Ainsi un objet trop grand sera dessiné en réduction et un objet trop petit en agrandissement. Pour savoir si un objet est représenté en taille réelle ou non, le dessinateur indique l'échelle utilisée sur le dessin technique.
L'**échelle** d'un dessin est le rapport entre la dimension dessinée et la dimension de l'objet vue en vraie grandeur. L'échelle est toujours notée sous forme de division, par exemple, 1:2 ; 2:1 ; 1:10 ; 5:1.

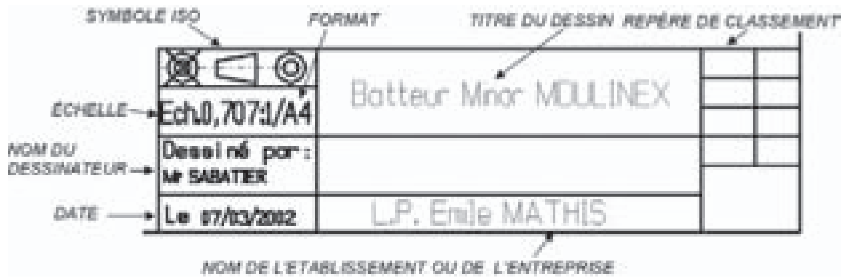
Tableau 2.2 – Exemples d'échelles.

Taille réelle	1:1
Taille agrandie	2:1 – 3:1 – 8:1
Taille réduite	1:2 – 1:3 – 1:8

Un moyen simple pour savoir si l'objet a été représenté agrandi ou réduit est de comparer les deux nombres de la division. Par exemple, l'échelle 4:3 est un agrandissement car le premier chiffre est plus grand que celui après les doubles points ; inversement, 1:10 est une réduction.

2.4 Cartouche

Le **cartouche** est un cadre regroupant de nombreuses informations relatives au dessin : c'est la fiche d'identité du dessin (figure 2.8). Il contient les renseignements suivants : le titre de l'objet représenté, l'échelle, le format, le nom de l'entreprise ou du lycée, le nom du dessinateur, des repères de classement ou de mise à jour, la date et le symbole ISO de disposition des vues. La forme du cartouche varie d'une entreprise à l'autre. La position du cartouche sur le dessin est souvent en bas et à droite.



Remarque : Sur la figure 2.3, le dessin format A4 est réduit au format A5. L'échelle aurait pu être écrite : échelle 1:2/A5.

2.5 Nomenclature NF E 04-504

La **nomenclature** est une liste qui regroupe tous les éléments (pièces) du mécanisme dessiné. Cette liste est généralement sous forme de tableau composé de cinq colonnes (tableau 2.3) :

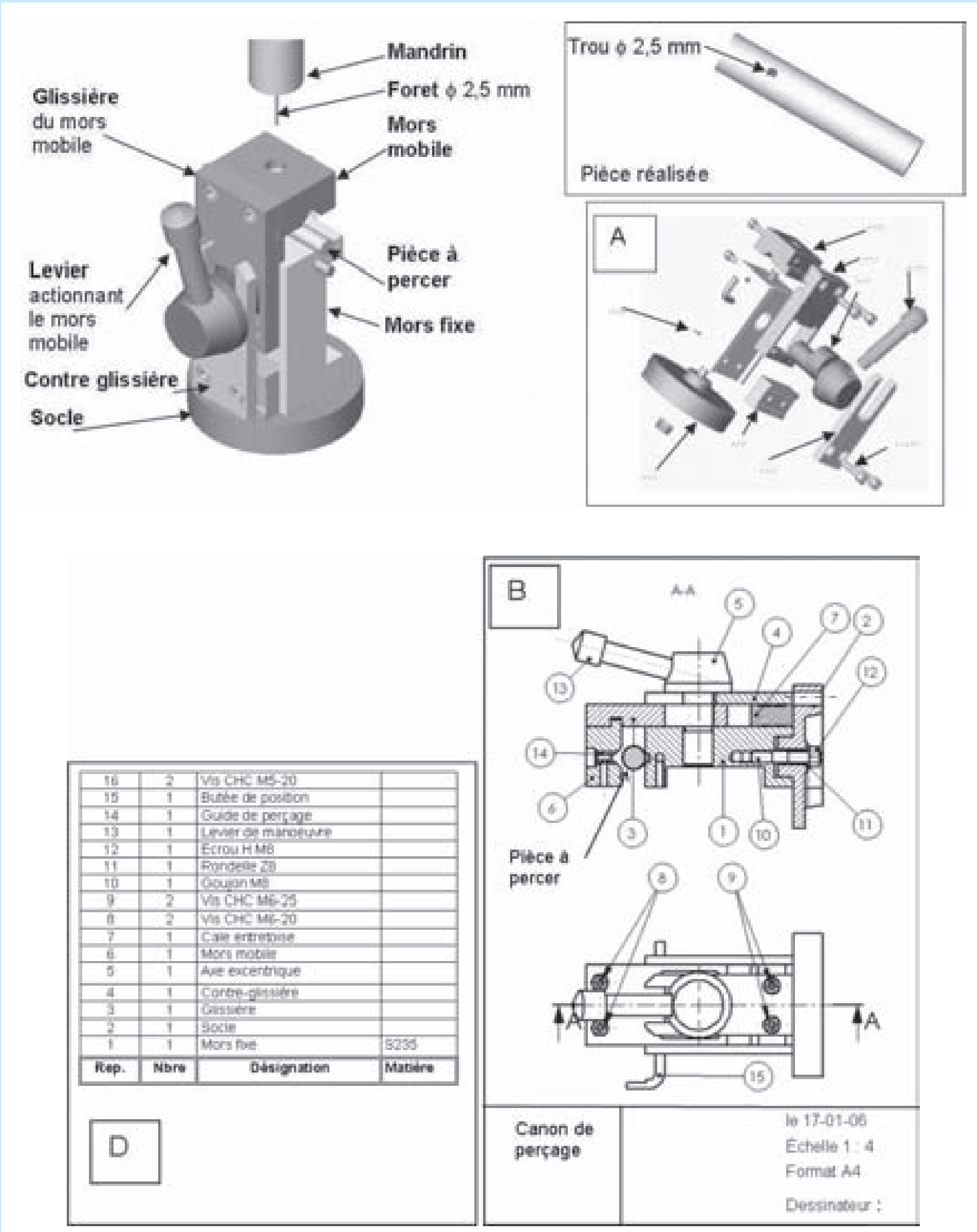
- dans la colonne **Repère** (Rep.), on trouve un chiffre différent attribué à chaque pièce différente. Cela permet d'identifier rapidement un élément sur le dessin ;
- dans la colonne **Nombre** (Nbre), un chiffre correspondant au nombre de pièces du même repère est noté ; cela permet de connaître le nombre total de chaque pièce identique ;
- dans la colonne **Désignation**, chaque pièce est nommée, souvent en relation avec sa fonction ;
- dans la colonne **Matière**, la désignation normalisée de la matière de la pièce est renseignée ;
- dans la colonne **Observations**, se trouve toute information complémentaire jugée utile pour le lecteur.

Tableau 2.3 – Nomenclature du batteur.

Non repérée	2	Vis CBLZ M3-30		
23	1	Plaque d'arrêt de rotule		
22	2	Balai	Graphite	
21	2	Porte-balai		
20	1	Entretoise porte-rotule	C25	
19	1	Carter droit	ABS	
18	1	Carter gauche	ABS	
17	1	Prise		
16	2	rotule	Cu Sn8 P	
15	1	Support de rotule	S235	
14	1	Support de balai	PA 6/6	
13	1	Stator du moteur	Bobinage : Cu-ETP	
12	1	Bague de serrage de rotule		
11	1	Plaque de distribution de la vitesse		
10	1	Bouton de réglage de la vitesse	PA 6/6	
9	1	Bouton poussoir	PA 6/6	
8	1	Support de rotule	EN-AB 2017 [Al Cu4 Mg Si]	
7	2	Vis CBLZ M2,5-8		
6	1	Rotor vis	Bobinage : Cu-ETP	Z_{vis} = 2 filets mn0 = 0,596 mm/dent
5	2	Roue dentée	PA 6/6	Z_{roue} = 35 dents mn0 = 0,596 mm/dent
4	2	Support de roue dentée	S235	
3	2	Vis CBLZ M 3-55 l filetée = 35 mm		
2	1	Socle	PA 6/6	
1	2	Fouet		
Rep.	**Nbre**	**Désignation**	**Matière**	**Observations**

Exercice type

Le système étudié est un canon de perçage (figure 2.9).



Rep.	Nbre	Désignation	Matière
16	2	Vis CHC M5-20	
15	1	Butée de position	
14	1	Guide de perçage	
13	1	Levier de manœuvre	
12	1	Ecrou H M8	
11	1	Rondelle Z8	
10	1	Goujon M8	
9	2	Vis CHC M6-25	
8	2	Vis CHC M6-20	
7	1	Cale entretoise	
6	1	Mors mobile	
5	1	Axe excentrique	
4	1	Contre-glissière	
3	1	Glissière	
2	1	Socle	
1	1	Mors fixe	S235

Figure 2.9 – Exercice sur le canon de perçage.

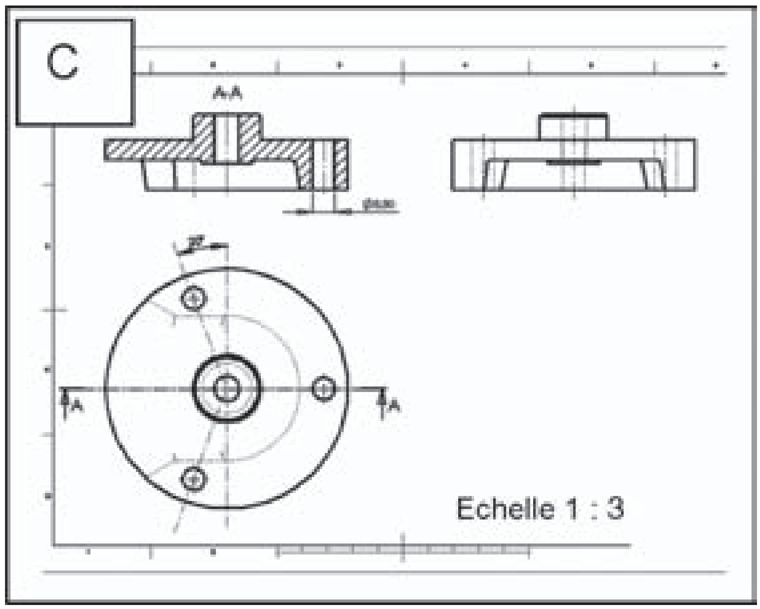


Figure 2.9 (suite) – Exercice sur le canon de perçage.

Principe : pour percer une pièce cylindrique sur la surface cylindrique, on utilise un **montage de perçage**. La pièce est posée sur le **mors fixe**. L'**opérateur** manœuvre le **levier** et le **mors mobile** descend et bloque la **pièce**. L'opérateur peut ensuite percer à l'aide du **foret** par translation de celui-ci.

Q1) Donnez le nom du type de document ou dessin en A, B, C et D.

Q2) Complétez les repères des pièces sur le dessin éclaté en A.

Q3) Donnez le nom des pièces 6 et 9 du dessin B.

Q4) Donnez le code de la matière de la pièce 1.

Q5) Quel est l'intérêt d'avoir réalisé les dessins C et B.

Reportez-vous aux réponses page 342.

Pour aller plus loin

Extrayez les informations utiles du dossier technique du batteur Moulinex et repérez les vues sur le plan d'ensemble.

Voir aussi : presse-agrumes, plate-forme élévatrice, disque dur, canon de perçage, injecteur diesel.

Activités sur Internet :
http://www.listepgm.org – http://www.gs-soft.fr – http://gcppinsa.insa-lyon.fr

Représentation en vue extérieure d'une pièce sur un dessin technique

3

Plan

Compétences visées : L1, L8, L12, E1, L4, L10, E4

Le dessin technique, régi par des normes, a pour but de représenter un mécanisme. C'est un langage commun compris de tous les professionnels pour fabriquer, concevoir, entretenir, utiliser ou vendre des systèmes techniques.

3.1 Projection orthogonale

NF ISO 128-30

Prenons comme exemple la contre-glissière d'un montage de perçage (figure 3.1). La contre-glissière participe à la fonction **Serrer la pièce**. Le principe du perçage a été donné au chapitre 2 (page 19).

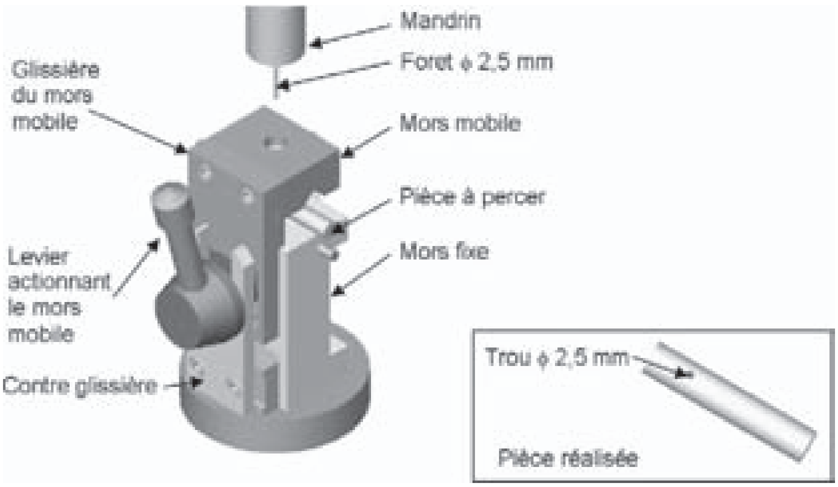


Figure 3.1 – Canon de perçage.

« Projection orthogonale » veut dire *jeter en avant de manière perpendiculaire*. Il faut ainsi comprendre que les **formes** de la pièce (objet) doivent être représentées devant soi et de manière à ce qu'ils soient perpendiculaires à notre vision. Ensuite, il suffit d'amener cette représentation sur un plan de projection situé en arrière. On appelle **vue** le dessin obtenu (figures 3.2 et 3.3).

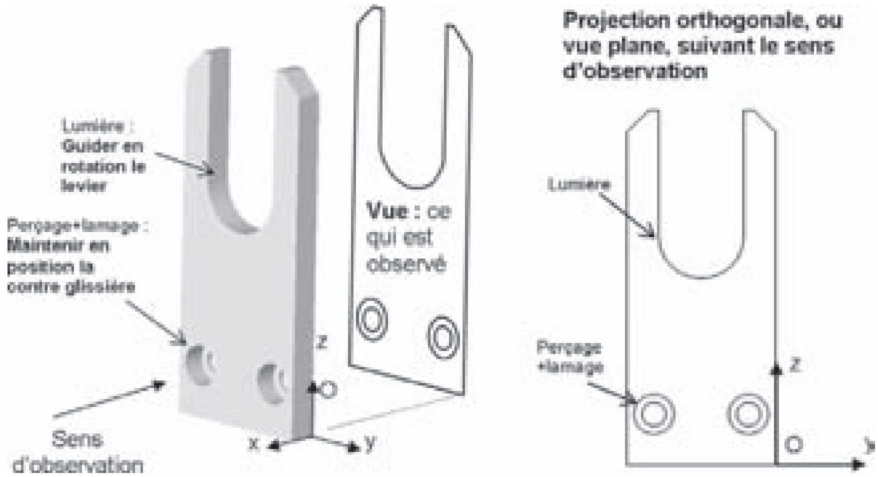


Figure 3.2 – Contre-glissière du canon de perçage en projection.

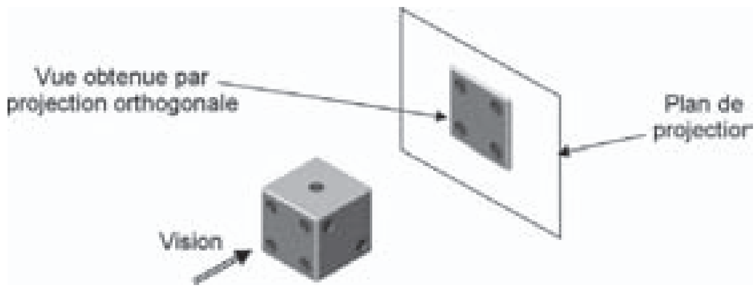


Figure 3.3 – Exemple du dé.

Nous évoluons dans un monde physique à trois dimensions : **chaque pièce a un volume**.

Dans le système de projection orthogonale, on effectue six projections orthogonales suivant les six sens d'observation (figure 3.4).

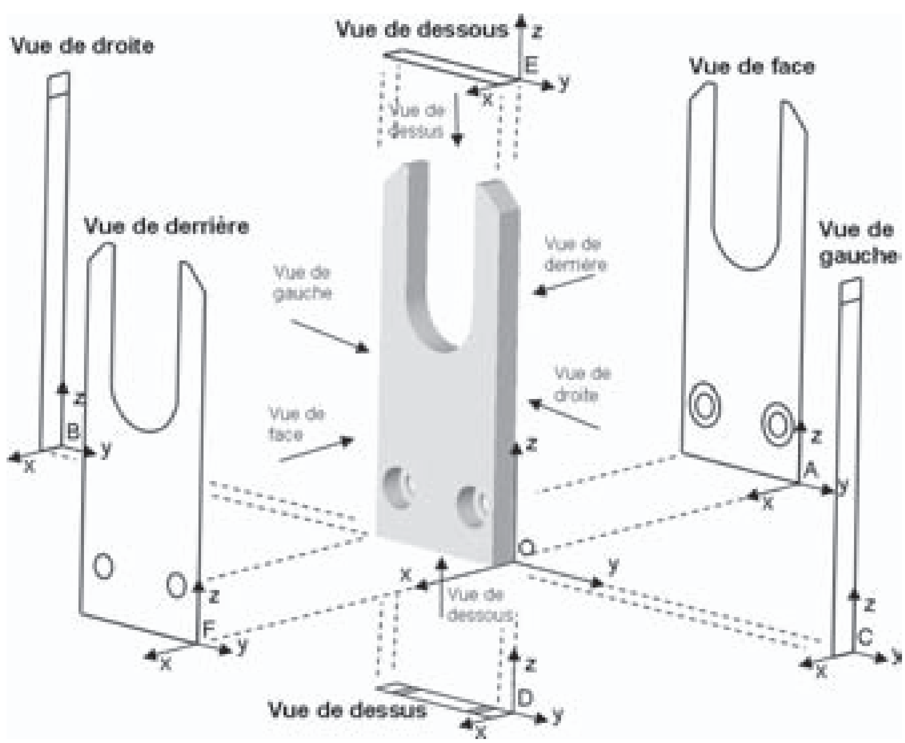


Figure 3.4 – Projections de six vues.

On peut dès lors représenter sur une vue plane les six sens d'observation (exemple pour une vue figure 3.5).

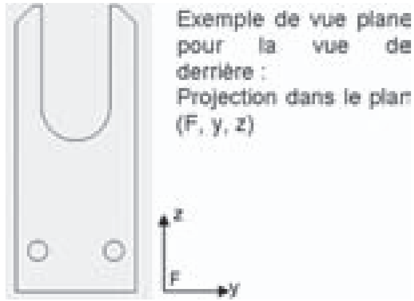


Figure 3.5 – Mise en plan de la vue de derrière.

Prenons comme autre exemple un cube à six faces distinctes (**dé de jeu**).
Pour pouvoir représenter toutes les faces de ce cube, il faut effectuer six projections orthogonales, en prenant bien soin de se placer perpendiculairement à chaque face. Dans l'exemple figure 3.6, nous n'avons réalisé que trois projections, sur trois plans différents et perpendiculaires entre eux.
Une fois les vues obtenues, il faut les rassembler. Les plans P_1, P_2 et P_3 ne doivent plus former qu'un seul plan. Pour l'instant les vues sont toujours sur leurs plans de projection respectifs (figure 3.6).

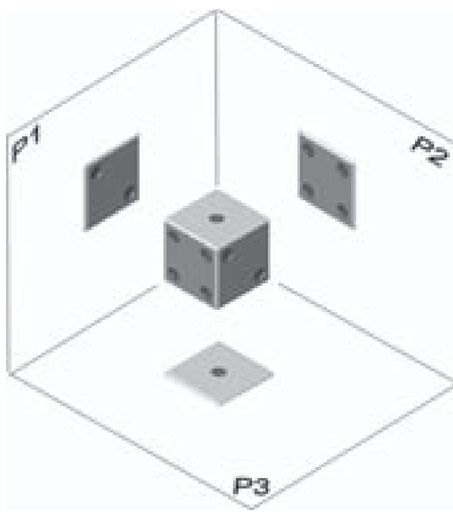


Figure 3.6 – Projection du dé.

3.2 Disposition et alignement des vues

La correspondance des vues est la règle qui permet de rassembler les vues obtenues par projection sur un seul et même plan (figure 3.7).
La **correspondance horizontale** et la **correspondance verticale** sont importantes pour l'**alignement** des vues.
La droite à 45° permet de reporter un détail (ou une forme) entre deux vues non alignées. Sur la figure 3.7, cette droite permet de reporter un détail de la vue de gauche sur la vue de dessus (ou inversement).

Six vues existent dans le système européen de projection orthogonale : vue de face, vue de droite, vue de gauche, vue de dessus, vue de dessous et vue arrière.

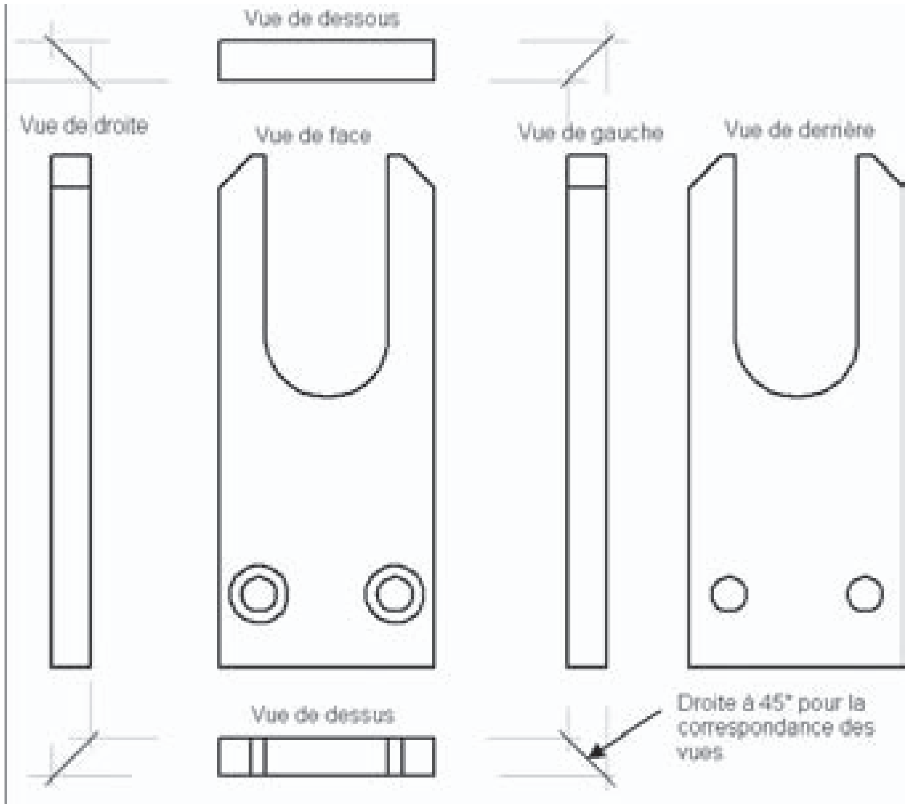


Figure 3.7 – Disposition des vues de la contre-glissière.

Reprenons l'exemple du dé (figure 3.8). Entre deux vues non alignées, par exemple la vue du chiffre 1 et celle du chiffre 4, il est possible d'effectuer la correspondance des vues avec la droite à 45°, ou ligne de renvoi. Il est important de respecter la correspondance entre les différentes vues car cela évite des erreurs de lecture ou de compréhension.

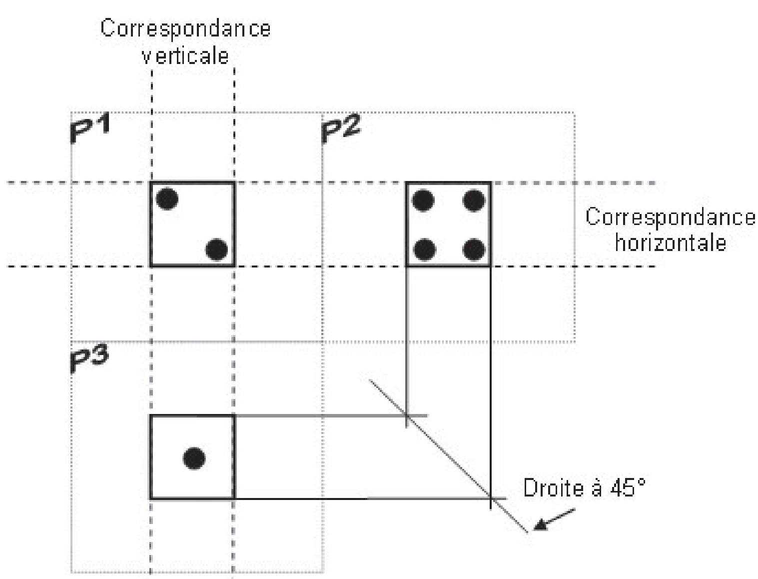


Figure 3.8 – Disposition des vues du dé.

Voici quelques erreurs fréquentes (aidez-vous du tracé correct figure 3.7).

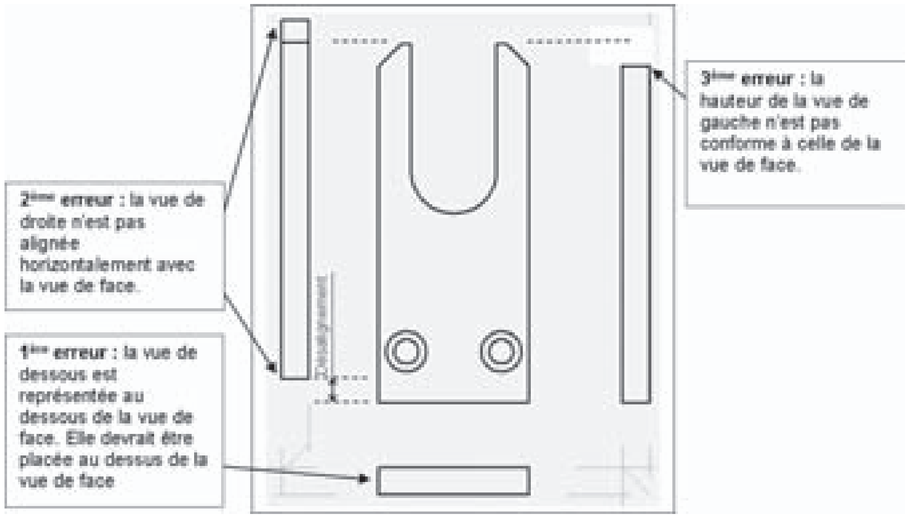


Figure 3.9 – Erreurs sur un dessin.

3.3 Traits NF ISO 128-24

Les différentes parties de l'objet dessiné, en fonction de la vue observée, peuvent soit être visibles soit être cachées. De plus sur un dessin technique, se trouvent d'autres informations sur la pièce : axes, cotes, plans de coupe, symétries…

Pour ne pas mélanger toutes ces informations, un **code précis** a été établi (figure 3.10) :

- on utilise des **traits continus forts** pour représenter les **contours**, **formes**, **arêtes visibles** de l'objet :

  ———— épaisseur 0,7 mm

- on utilise des **traits interrompus fins** (ou **pointillés**) pour représenter les **contours**, **formes**, **arêtes cachées** de l'objet :

  - - - - - - - - épaisseur 0,35 mm

- on utilise des **traits interrompus mixtes** pour représenter les **axes**, **plans de symétrie**, **plans de coupe** :

  — - —— - — épaisseur 0,35 mm

- on utilise des **traits continus fins** pour représenter les **interruptions de vue**, les **filetages**, les **hachures** et pour **coter** l'objet :

  ———— épaisseur 0,35 mm

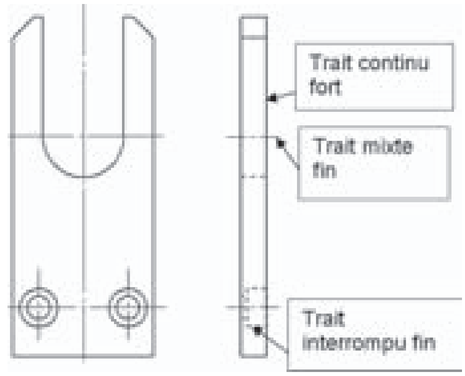


Figure 3.10 – Traits.

En cas de chevauchement de traits, c'est en général le trait continu fort qui l'emporte.

3.4 Vues utiles

Pour gagner de la place sur les dessins, il faut avoir un minimum de vues, mais avec la représentation des formes la plus complète possible. Après avoir choisi la vue de face (vue qui représente le mieux l'objet), le dessinateur sélectionnera parmi les cinq vues restantes celles qui montrent le mieux les formes et les contours. Les vues qui n'apportent aucun détail nouveau seront éliminées.
Sur l'exemple précédent, on peut choisir d'éliminer la vue de derrière, la vue de gauche et la vue de dessous qui n'apportent aucun détail complémentaire aux autres vues (figure 3.11).
Dans le cas des pièces cylindriques de révolution, on peut conserver deux vues uniquement.

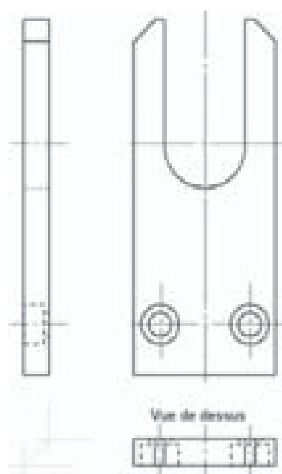


Figure 3.11 – Choix des vues.

3.5 Vue interrompue

Lorsqu'il faut représenter une pièce très longue dont la forme ne change qu'aux extrémités, on peut utiliser une vue interrompue. La règle est la même que précédemment, il suffit juste de rajouter une information sur la longueur de la pièce réelle (cote) (figure 3.12).

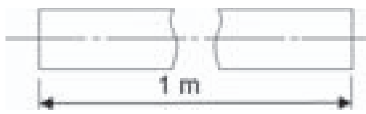


Figure 3.12 – Vue interrompue d'un cylindre de 1 m de longueur.

3.6 Vue partielle

On ne représente que la partie de la pièce à montrer. Cette vue est délimitée par un trait fin à la main (ou en zigzag à la règle). On gagne ainsi de la place et du temps.

3.7 Demi-vue

Toujours dans un souci de simplification des dessins, lorsqu'une pièce est symétrique par rapport à un axe, il n'est pas nécessaire de représenter toute la vue : une demi-vue appuyée sur l'axe de symétrie suffit.
Deux traits fins parallèles à l'extrémité de l'axe de symétrie indiquent la demi-vue (figure 3.13).
Pour les pièces cylindriques, on réalise parfois le quart de vue.

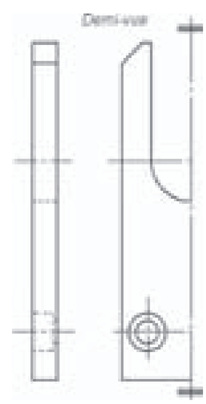


Figure 3.13 – Demi-vue.

3.8 Vue auxiliaire

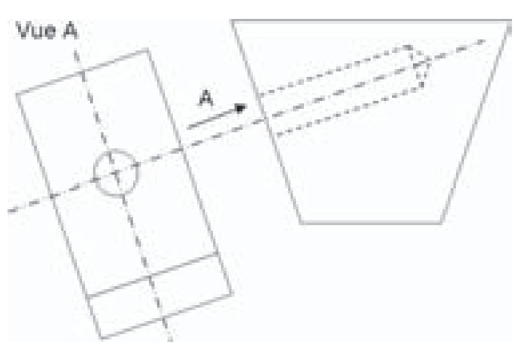


Figure 3.14 – Vue auxiliaire.

Dans le cas d'une pièce coudée ou dont les formes ne se prêtent pas bien à la projection orthogonale, il suffit de choisir un seul sens de regard, de le symboliser par une flèche (à laquelle il faut associer une lettre) et de tracer la vue correspondante (avec la lettre utilisée pour la flèche).

Exercice type

Reprenons l'exemple du canon de perçage du chapitre 2. La glissière représentée figure 3.15 participe à la fonction **Serrer la pièce**.

Q1) Écrivez le nom des vues de la glissière du montage de perçage.

Q2) Donnez la fonction des formes suivantes : rainure ; lumière ; perçage et lamage.

Q3) Représentez ces formes à main levée ou aux instruments à l'échelle 2 : 3 sur toutes les vues (la profondeur de la rainure vaut 4 mm).

Q4) Remplissez votre cartouche en bas du dessin.

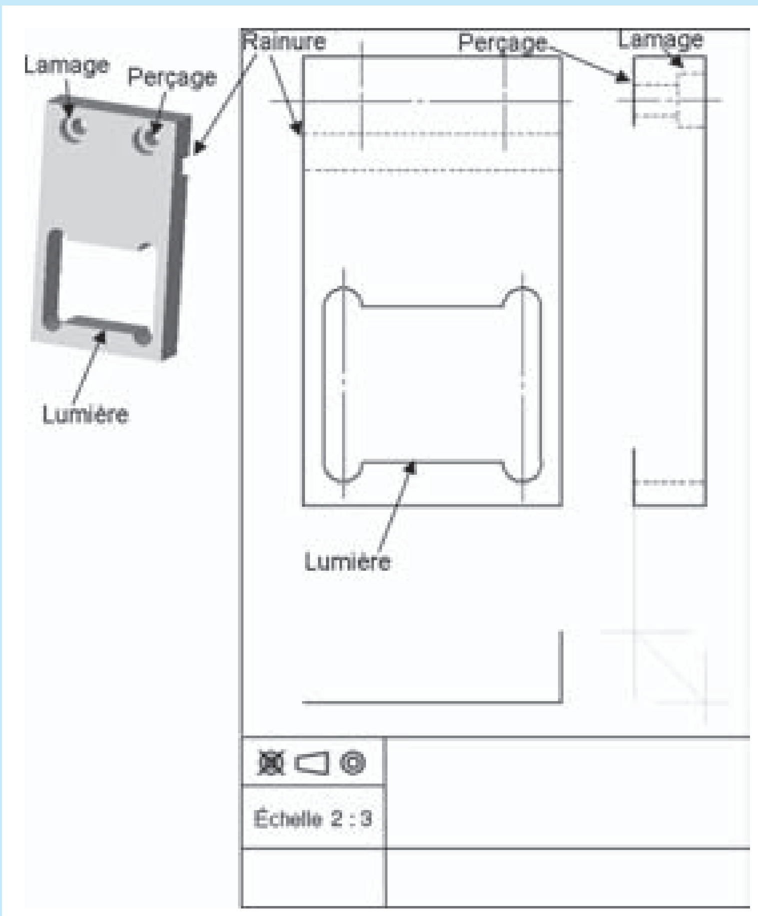


Figure 3.15 – Dessin de la glissière.

Reportez-vous aux réponses page 342.

Pour aller plus loin

Représentez l'aiguille de l'injecteur sur deux vues.

Repassez d'une couleur et nommez les surfaces et volumes de l'aiguille de l'injecteur liés à une fonction technique sur le plan d'ensemble.

Indiquez la fonction des formes importantes de cette pièce.

Voir aussi : batteur Minor Moulinex, presse-agrumes, plate-forme élévatrice, disque dur, canon de perçage.

Activités sur Internet :

http://www.listepgm.org – http://www.gs-soft.fr – http://gcppinsa.insa-lyon.fr

Représentation en coupe d'une pièce ou d'un mécanisme sur un dessin technique

4

Plan

Compétences visées : L1, L8, L12, E1, L4, L10, E4

Pour l'historique, voir le chapitre 2 sur le dessin technique.

4.1 Coupes et sections

NF ISO 128-40, 128-44, 128-50

La coupe est utilisée pour montrer les formes intérieures d'un mécanisme ou d'une pièce. On coupe la pièce en deux et on observe la partie coupée en projection orthogonale.

Par exemple, reprenons le canon de perçage (à la fin du chapitre 2). Les surfaces du mors mobile doivent participer à la fonction **Percer la pièce**. Les formes intérieures et extérieures du mors peuvent être décrites avec une coupe (figures 4.1 et 4.2).

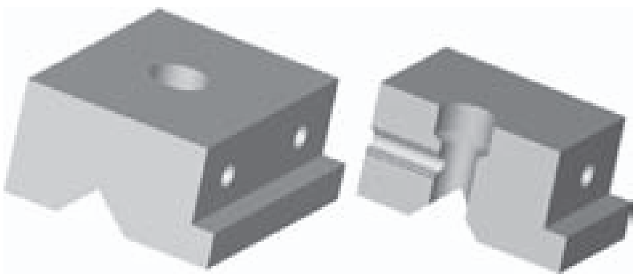


Figure 4.1 – Perspective du mors mobile du canon de perçage.

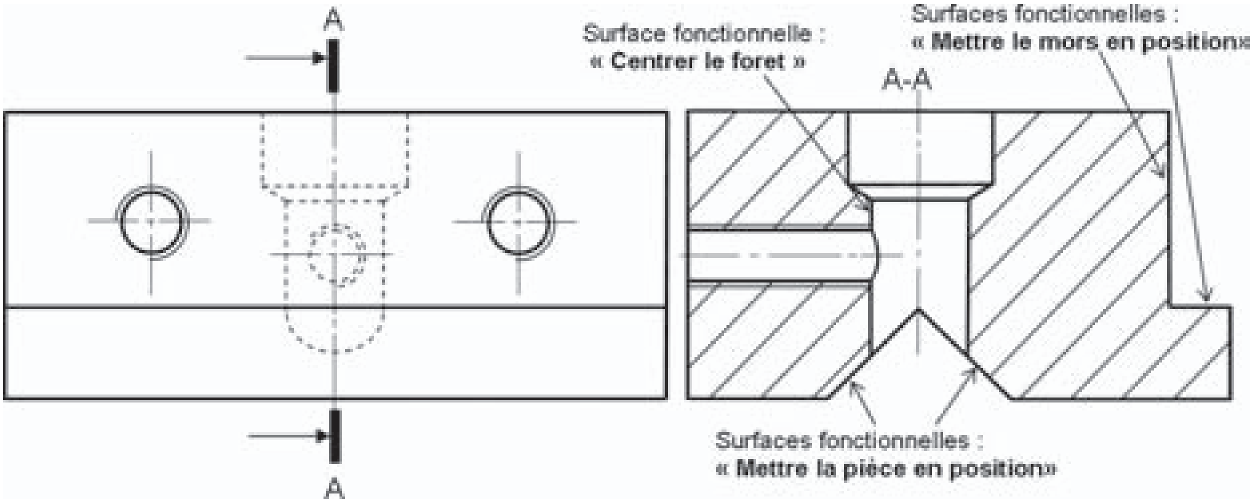


Figure 4.2 – Coupe du mors mobile du canon de perçage.

On représente alors la partie observée sur un plan, en respectant la disposition vue au chapitre 3 (§ 3.1 sur les projections orthogonales).

4.1.1 Règles de représentation

Les arêtes cachées ne sont représentées sur les coupes que si une forme particulière doit être décrite, ou si elles sont demandées en exercice.

Le **plan de coupe** est représenté par un trait mixte fin, des flèches et des lettres sur une des vues proches de la vue coupée. La vue coupée est nommée par la lettre, un tiret et la même lettre (exemple de la figure 4.2).

Les hachures représentent la matière qui est coupée et donnent des indications sur le type de matériau utilisé pour la pièce (figure 4.3).

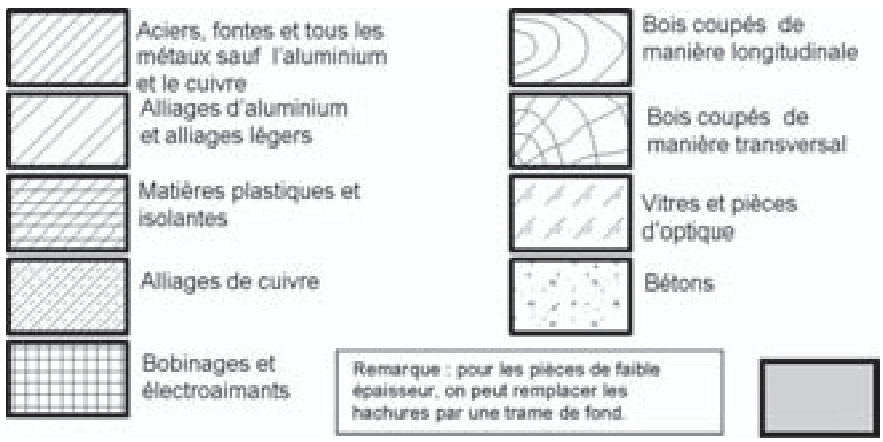


Figure 4.3 – Hachures selon les matériaux.

4.1.2 Lecture des dessins

La figure 4.4 du vé réglable donne les règles de coupe.

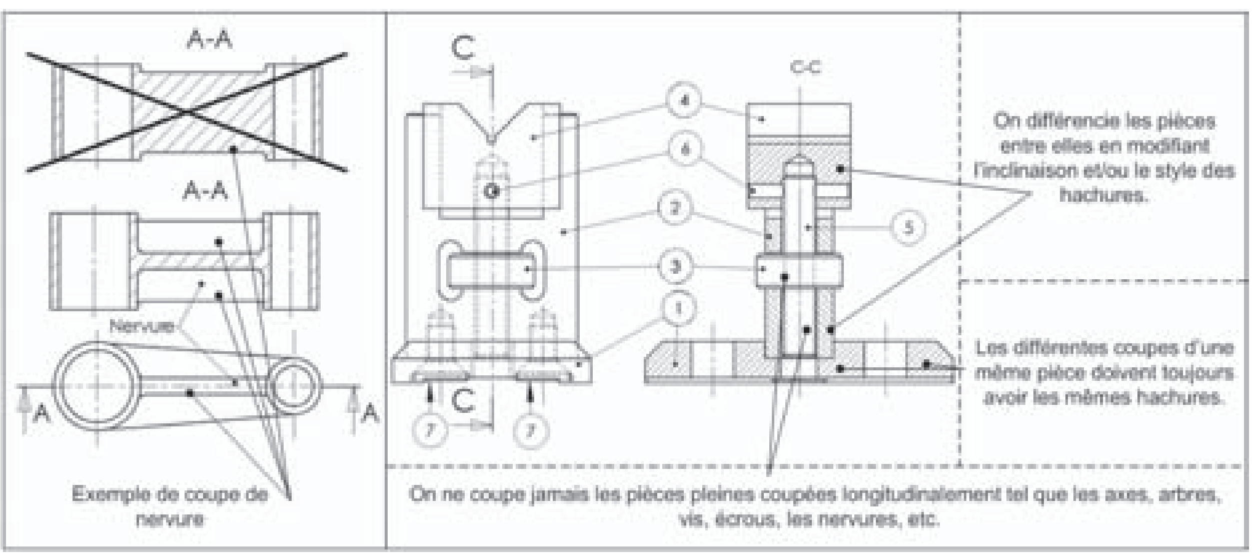


Figure 4.4 – Règles de coupe.

4.2 Demi-coupes

Elles sont utilisées pour les pièces symétriques.
Une demi-coupe est représentée suivant :

- une moitié de pièce en coupe, au-dessous du trait d'axe sur la figure 4.5 ;
- une moitié de pièce en vue extérieure, au-dessus du trait d'axe sur la figure 4.5.

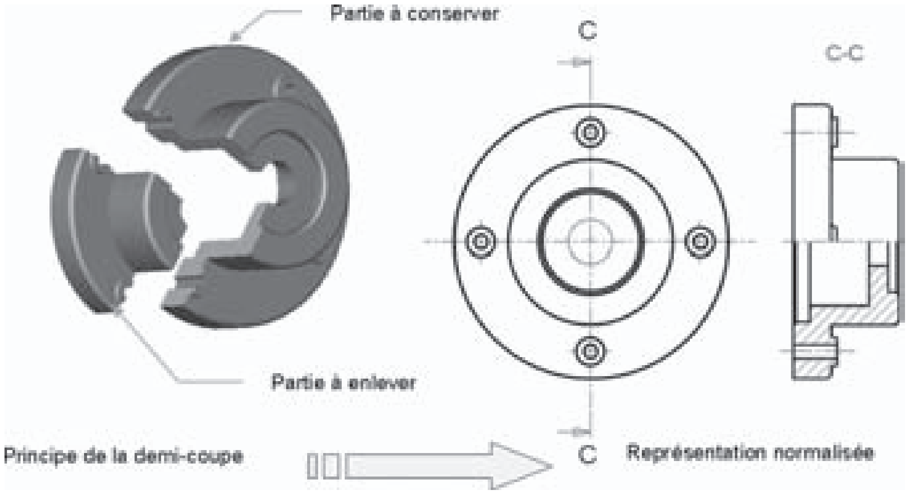


Figure 4.5 – Demi-coupe.

4.3 Coupe partielle

On utilise la coupe partielle ou coupe locale ou en arraché pour représenter une seule partie de la pièce en coupe et le reste en vue extérieure. Cette coupe est délimitée par un trait continu fin à main levée ou en zigzag.
Par exemple, sur la figure 4.6, on a choisi de montrer en coupe partielle une rainure de clavette et un trou taraudé borgne pour réaliser la fonction **Mettre et maintenir en position une poulie**.

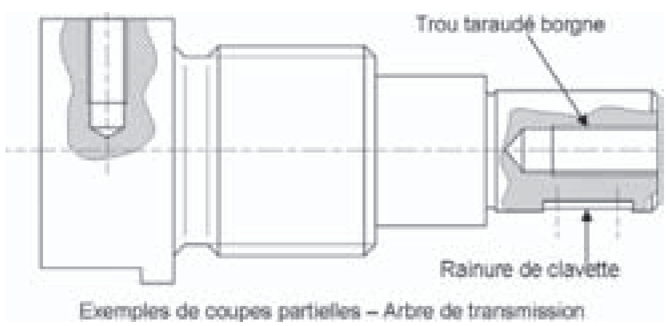


Figure 4.6 – Coupe partielle.

4.4 Coupe brisée

Les coupes brisées sont utilisées pour décrire l'intérieur d'une pièce suivant plusieurs plans de coupe.

4.4.1 Coupe brisée à plans parallèles

On représente la pièce en coupe sur deux ou plusieurs plans de coupe parallèles décalés. Le socle dessiné sur figure 4.7 illustre la méthode de coupe à plans parallèles.

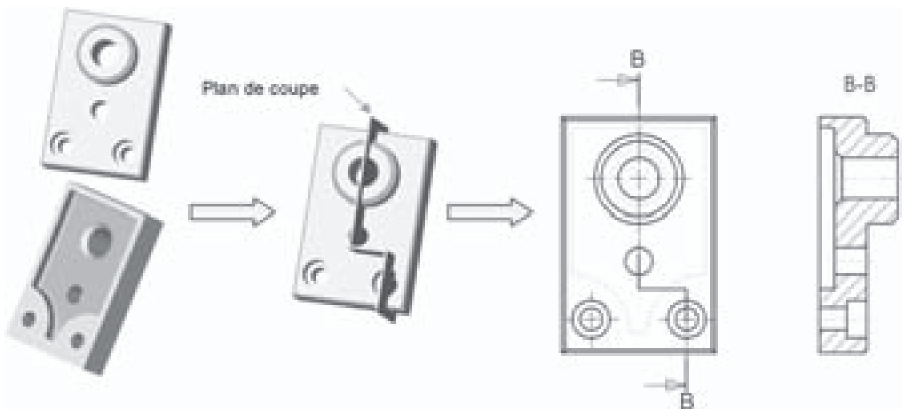


Figure 4.7 – Principe et représentation normalisée des coupes brisées à plans parallèles.

4.4.2 Coupe brisée à plans sécants

On représente la pièce en coupe sur deux plans de coupe décalés de façon angulaire (angle a sur la figure 4.8). Sur la vue coupée, on ramène le plan de coupe décalé de façon angulaire pour laisser apparaître les détails importants de ce plan. Les arêtes et contours cachés ne sont généralement pas représentés sur la coupe.
Prenons l'exemple d'un manchon d'accouplement (figure 4.8). La coupe à plans sécants détaille les formes intérieures décalées de façon angulaire, notamment le lamage et le perçage pour le passage d'une vis.

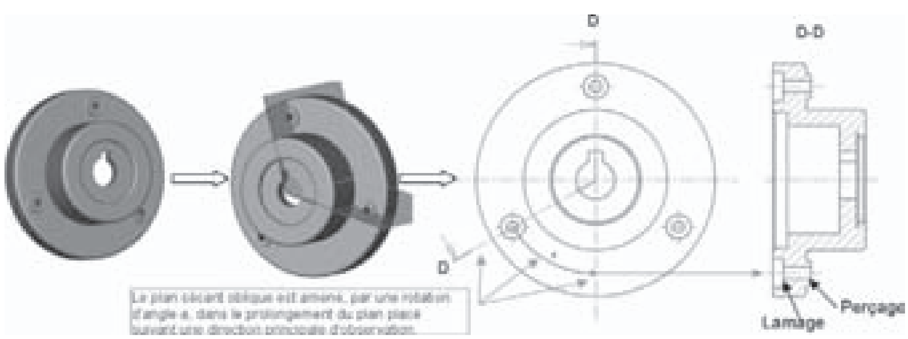


Figure 4.8 – Principe et représentation normalisée des coupes brisées à plans sécants.

4.5 Section

La section est une représentation particulière de la coupe. On montre la matière coupée dans le plan de coupe uniquement.
Aucun contour ni arête visible ou caché, en arrière du plan de la section, ne sont représentés.

4.5.1 Section sortie

On les dessine en général directement en dessous des pièces dont on veut décrire la section. Par exemple, l'arbre de transmission (figure 4.9) décrit la méthode de représentation d'une section pour montrer les formes suivantes : rainure de clavette, méplat, perçage.

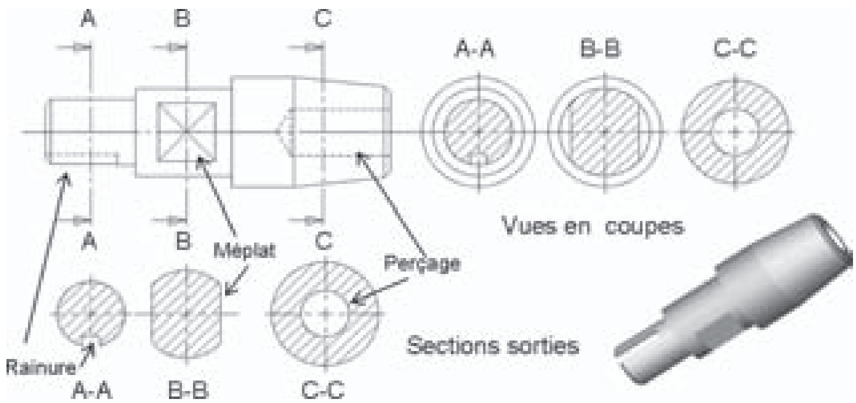


Figure 4.9 – Principe des sections : comparaison entre les coupes et les sections sorties.

4.5.2 Section rabattue

On les dessine directement à l'endroit de la section à décrire sur la pièce (figure 4.10). On ne montre pas d'indication sur le plan de coupe. La lisibilité du dessin limite l'emploi de ces coupes.

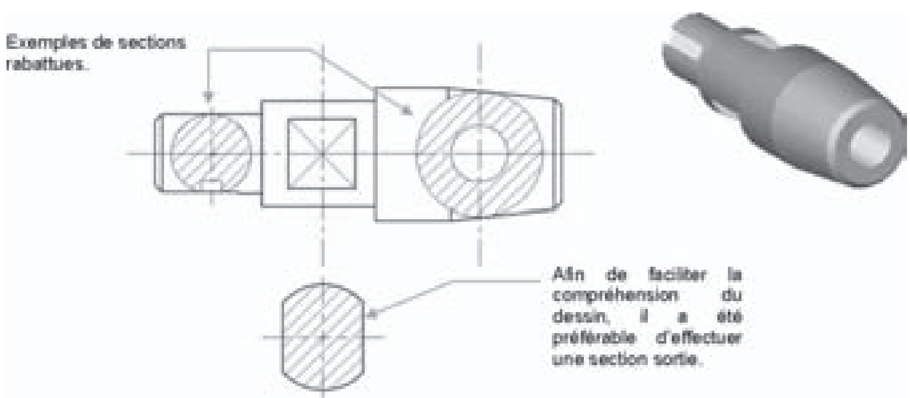


Figure 4.10 – Principe des sections rabattues.

Exercice type

Considérons un injecteur à trous Sigma et un porte-injecteur.

Le bateau représenté figure 4.11 possède un moteur Diesel. Quelques problèmes techniques ont amené les techniciens à démonter ce moteur pour établir un diagnostic.



Figure 4.11 – Bateau (photo Didier Lutz).

Principe de fonctionnement de l'injecteur : le système utilisé est une injection directe (injecteur à trous Sigma de type IBMD) (figures 4.12 et 4.13). Le gazole sous pression arrive de la pompe à injection et passe par l'orifice *a*. Il suit les canalisations en direction de l'aiguille de l'injecteur. Il passe notamment dans la rainure de la buse notée *b* sur le dessin pour s'engouffrer dans les trois trous de perçage de la buse (*c*). Il se dirige alors vers l'extrémité de l'aiguille.

Le gazole prend appui sur les parties coniques *d* de l'aiguille 1. La pression monte alors dans la chambre. Lorsque cette pression devient supérieure à la pression de tarage du ressort, l'aiguille se déplace vers la droite (en écrasant le ressort) et laisse passer le fluide dans les orifices *e* et donc dans la chambre de combustion du piston.

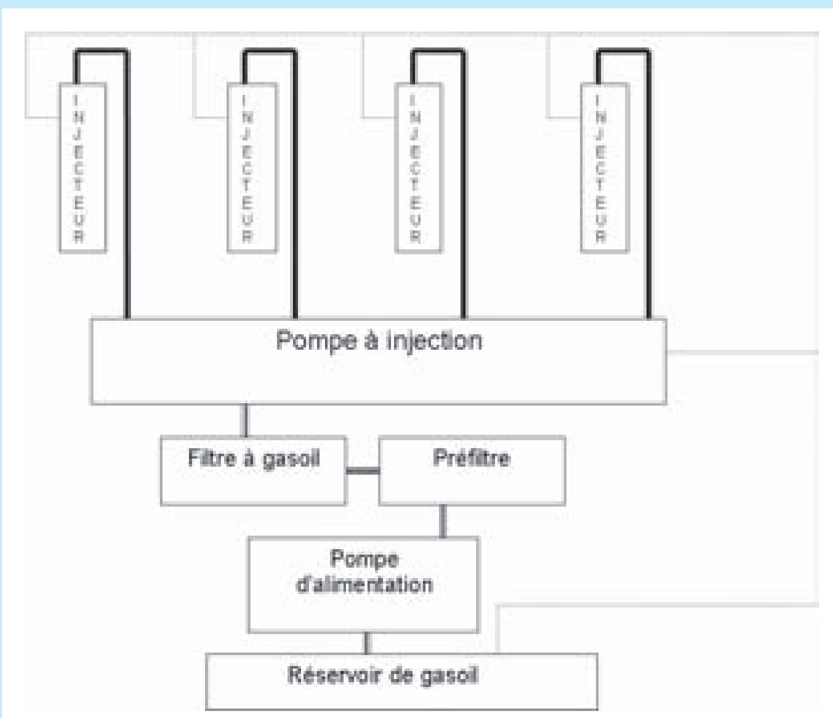


Figure 4.12 – Injection Diesel.

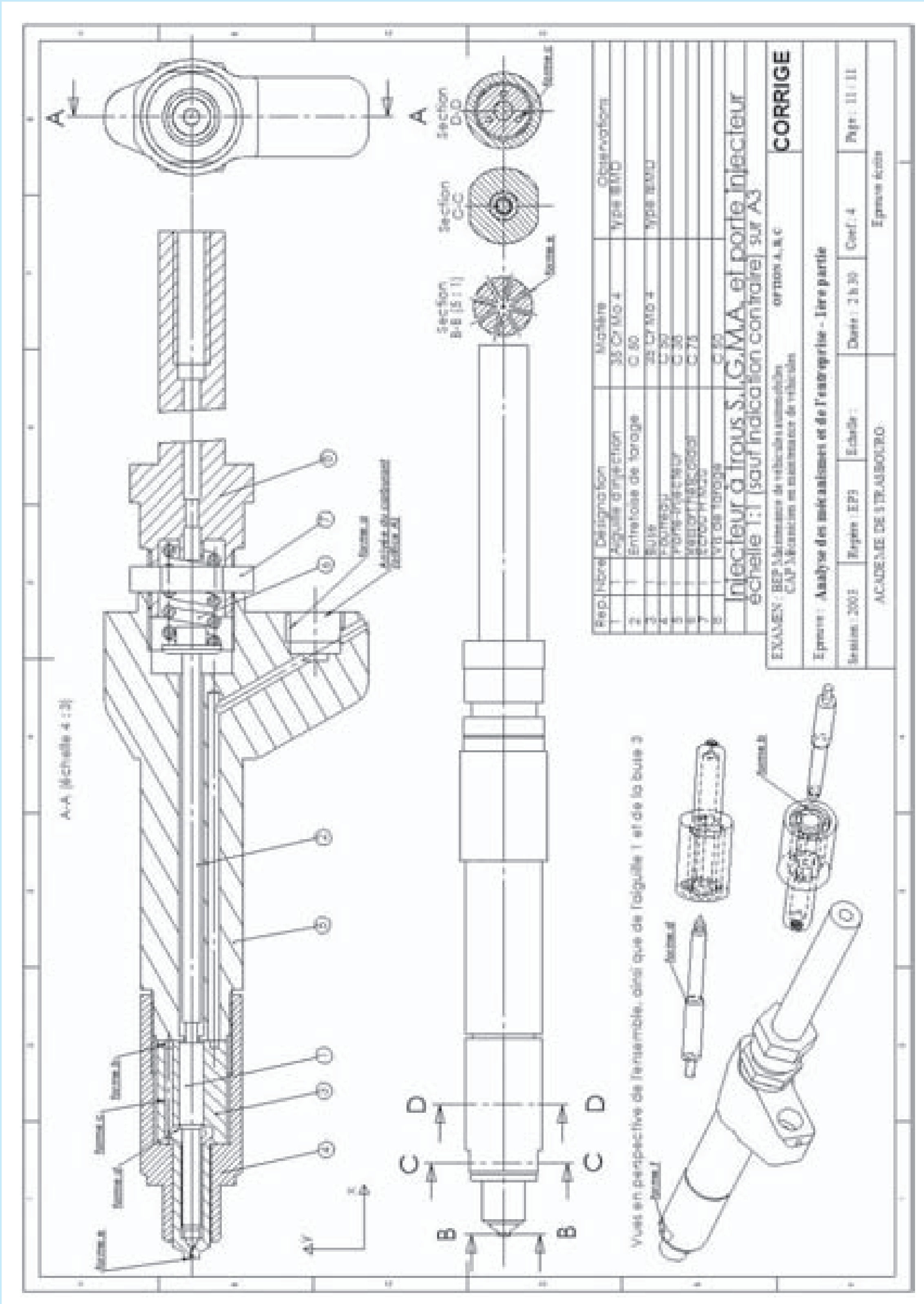


Figure 4.13 – Injecteur. L'échelle du document n'est pas respectée par souci de gain de place.

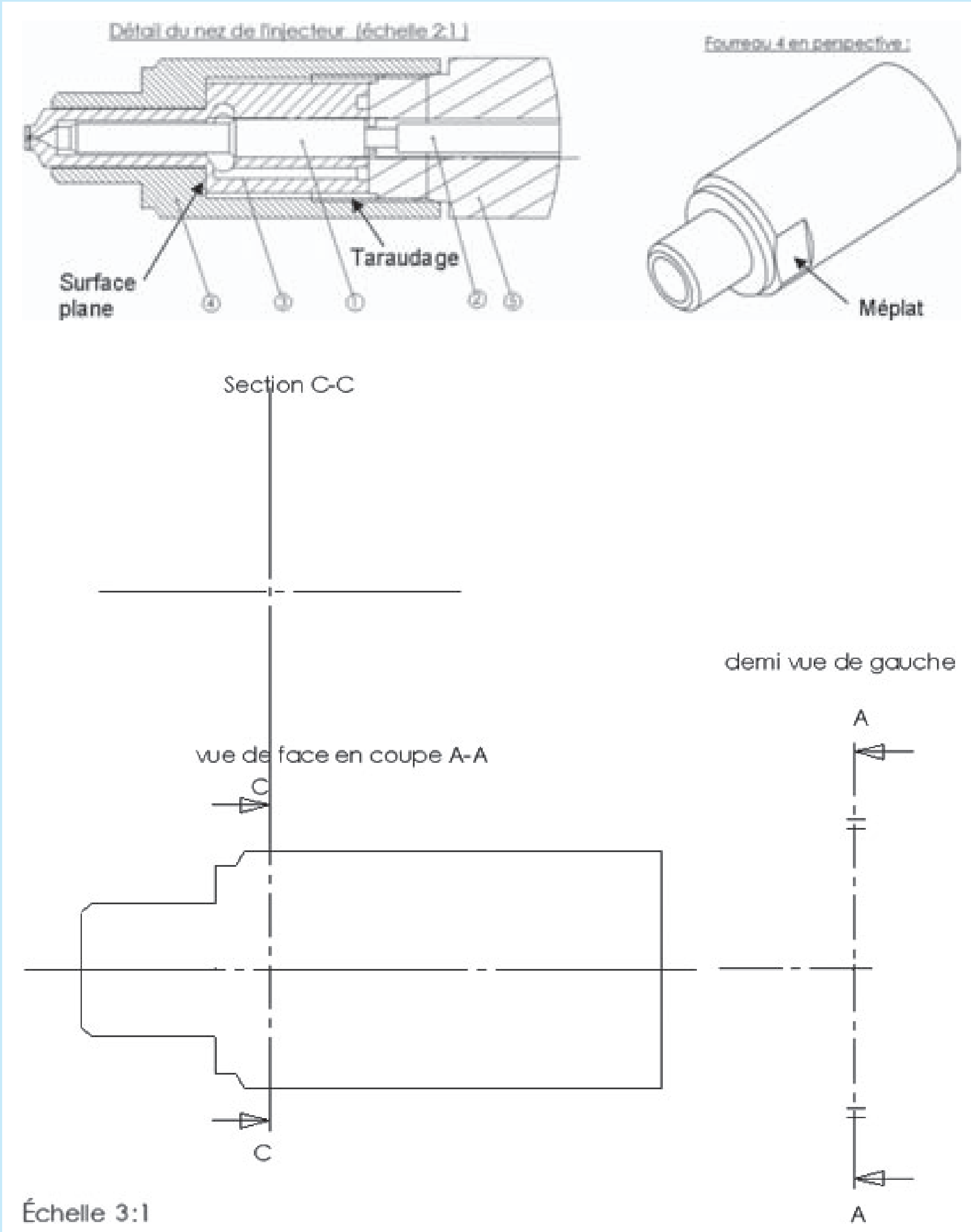


Figure 4.14 – Injecteur.

Q1) Donnez la fonction des surfaces suivantes (figure 4.14) : surface plane ; taraudage ; méplat.

Q2) Dessin de définition du fourreau 4. À l'aide de l'agrandissement à l'échelle 2:1 du nez de l'injecteur, représentez à l'échelle 3:1 le fourreau 4 :

- en coupe A-A ;
- la demi-vue de gauche ;
- la section sortie C-C.

Reportez-vous aux réponses page 343.

Pour aller plus loin

Repassez d'une couleur et nommer les surfaces intérieures d'une pièce du batteur Minor Moulinex et repérez le plan de coupe du plan d'ensemble.

Voir aussi : presse-agrumes, plate-forme élévatrice, disque dur, canon de perçage, injecteur diesel.

Activités sur Internet :

http://www.listepgm.org – http://www.gs-soft.fr – http://gcppinsa.insa-lyon.fr

Volumes et surfaces

5

Plan

Compétences visées : L2, L10, A4

Les formes rencontrées en construction mécanique sont destinées à assurer des **fonctions techniques élémentaires**. Ces formes sont désignées par un vocabulaire spécifique (rainure pour le guidage, lamage pour noyer la tête d'une vis…), que le technicien doit connaître.

Reprenons l'exemple (figure 5.1) de l'injecteur de gasoil étudié à la fin du chapitre 4. La surface conique de l'injecteur est importante dans la fonction **Injecter le gasoil**. En effet, si le couple de surfaces coniques entre l'aiguille et la buse à ce niveau n'est pas rigoureusement conique, des fuites de gasoil surviendront et perturberont le régime moteur.

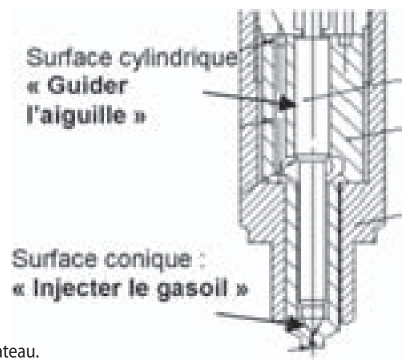


Figure 5.1 – Injecteur Diesel de bateau.

5.1 Surfaces planes

Une surface est la forme ou l'aspect extérieur d'un corps. On peut comparer une surface à une nappe très fine enveloppant la partie externe d'un corps.

En construction mécanique, la forme extérieure d'une pièce est très importante pour deux raisons :

- le contact qui résulte entre deux pièces mécaniques dépend de la forme de la surface de contact ;
- les formes extérieures des pièces dépendent également du mode de fabrication choisi.

Il existe plusieurs surfaces élémentaires différentes, chacune possède des caractéristiques et un nom précis.

5.1.1 Cercle

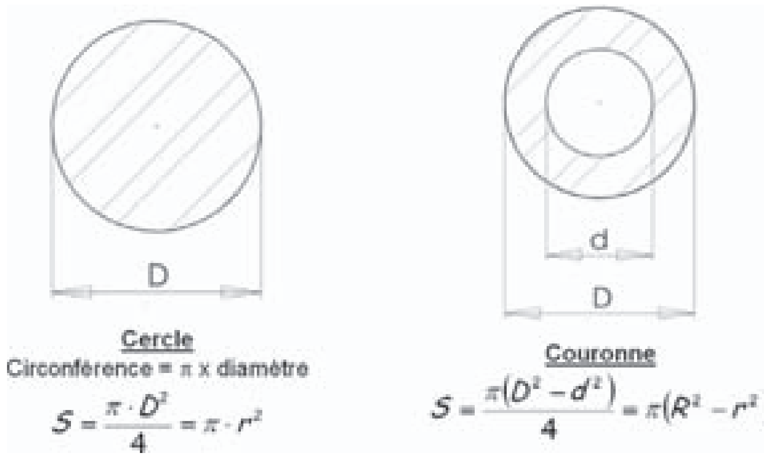
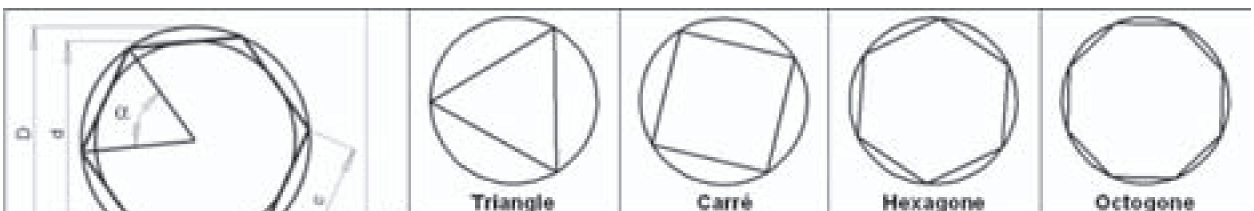


Figure 5.2 – Disques.

5.1.2 Polygones réguliers

Un polygone régulier possède des côtés réguliers. Il est toujours inscriptible dans un cercle. Le cercle est le point de départ de toute construction. Quelques-uns de ces polygones réguliers sont donnés figure 5.3.



	Triangle	Carré	Hexagone	Octogone
N	3	4	6	8
α	120°	90°	60°	45°
	Valeurs pour D=1			
c	0,866	0,707	0,500	0,383
d	0,500	0,707	0,866	0,923
S	0,325	0,500	0,650	0,707

Figure 5.3 – Polygones réguliers.

5.1.3 Surfaces usuelles

Les surfaces usuelles sont données figure 5.4.

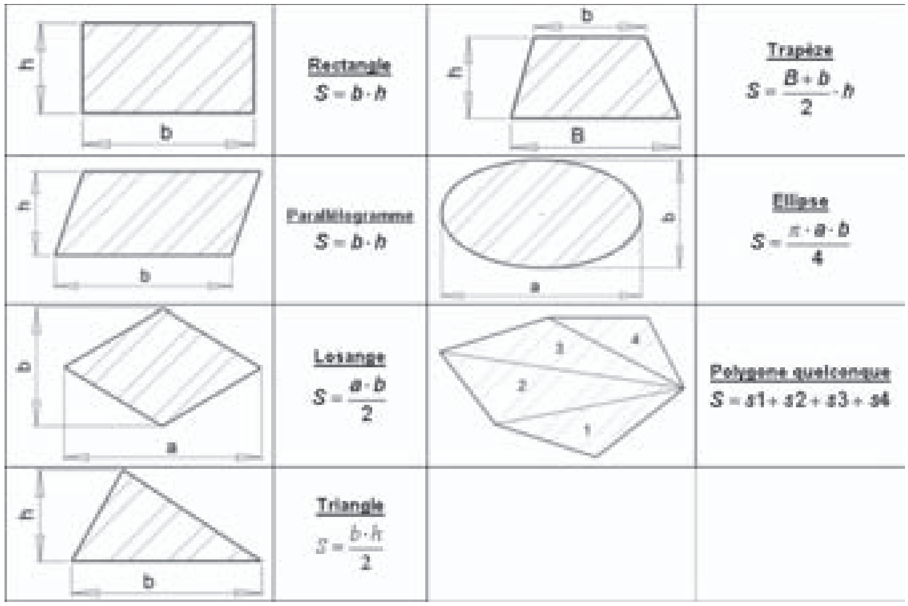


Figure 5.4 – Surfaces usuelles.

5.2 Solides

Un **solide** est un corps volumique. Il occupe un espace à trois dimensions. Comme pour les surfaces, il existe différents volumes élémentaires qui possèdent chacun des caractéristiques et des noms bien précis (figure 5.5a et b).

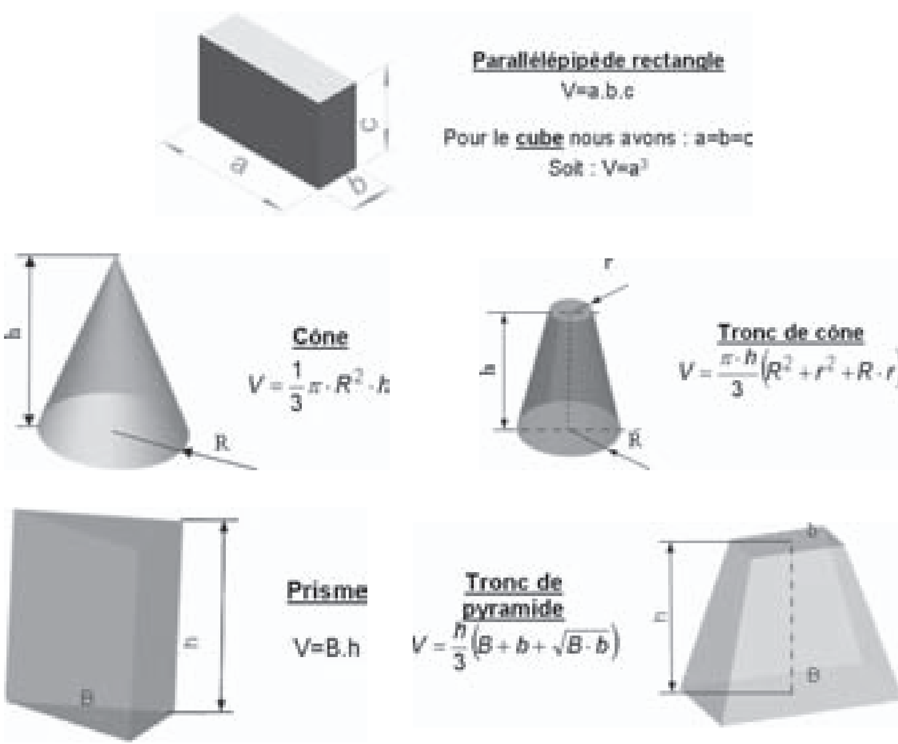


Figure 5.5a – Volumes élémentaires.

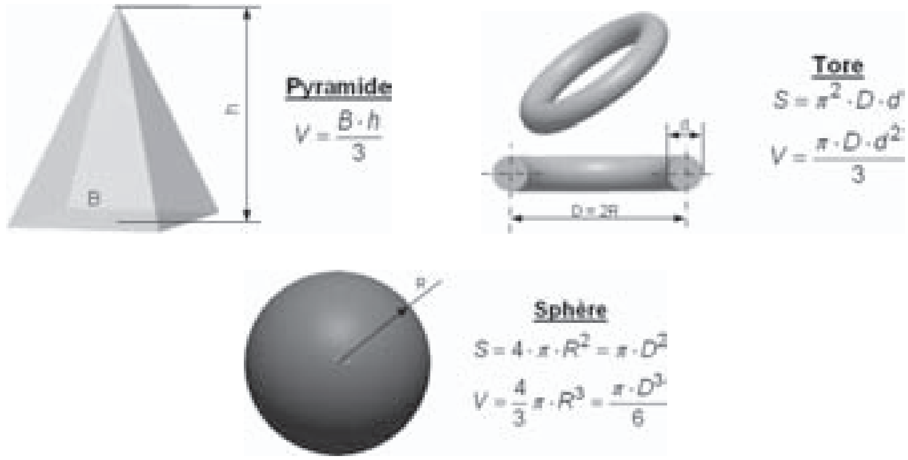


Figure 5.5b – Volumes élémentaires.

5.3 Position entre deux surfaces ou deux volumes

En construction mécanique, la position relative de deux surfaces ou de deux volumes doit être totalement maîtrisée. Cela peut être déterminant pour un fonctionnement correct d'un mécanisme (alignement des pistons dans les cylindres d'un moteur), ou pour l'étanchéité (contact parfait et constant entre deux surfaces). C'est pourquoi il est important de bien connaître les principales positions relatives élémentaires (figure 5.6).

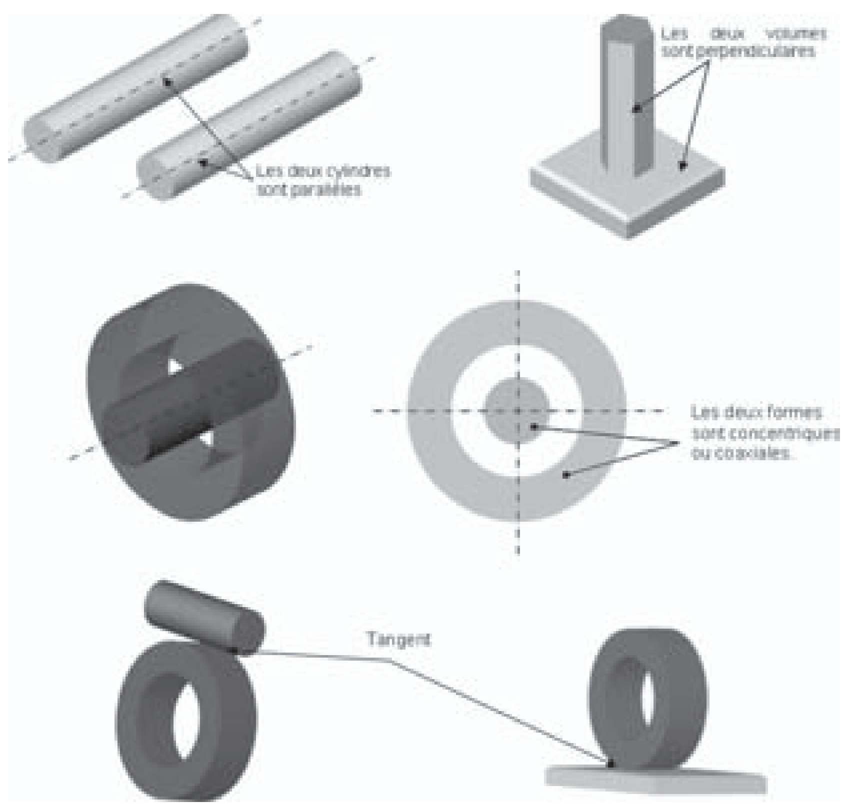


Figure 5.6 – Position relative entre deux volumes.

5.4 Cylindres de révolution

Lorsque le segment AB, perpendiculaire à la base du cylindre, aura fait un tour complet autour de l'axe XY, on dit qu'il a accompli un **tour de révolution**.
Le **cylindre de révolution** est donc un cylindre droit engendré par la rotation d'un rectangle autour d'un de ses côtés. Les génératrices sont perpendiculaires à la base qui est circulaire.

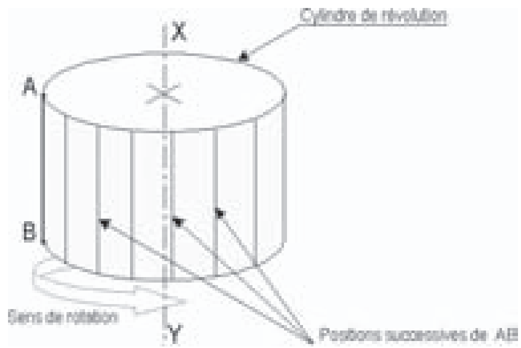


Figure 5.7 – Cylindre de révolution.

Selon la répartition de la matière à la surface du cylindre de révolution, nous aurons deux genres de formes cylindriques de révolution.

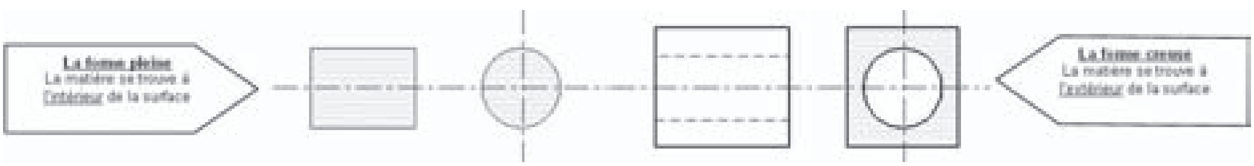


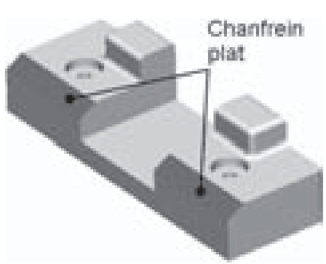
Figure 5.8 – Répartition des volumes.

En construction mécanique, on trouve les cylindres de révolution sous différentes formes : arbre de transmission, alésage, goupilles cylindriques, etc.

5.5 Formes des pièces mécaniques

5.5.1 Chanfreins, congés et arrondis

Les chanfreins, les congés et les arrondis proviennent des conditions d'élaboration des pièces et servent en particulier à supprimer les arêtes vives.
En supprimant les arêtes vives, on garantit également la sécurité des personnes amenées à manipuler la pièce (coupures, etc.). L'arête d'un chanfrein peut être extérieure ou intérieure.



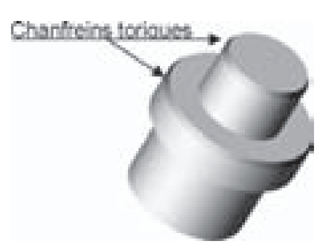


Figure 5.9 (à gauche) – Chanfrein plat.
Figure 5.10 (à droite) – Chanfreins toriques.

Afin de faciliter le montage des pièces, il est nécessaire de réaliser au moins des **chanfreins d'entrée** (figure 5.11). Sur les alésages, les chanfreins sont en général de 45° et, sur les arbres, ils sont en principe de 30°.

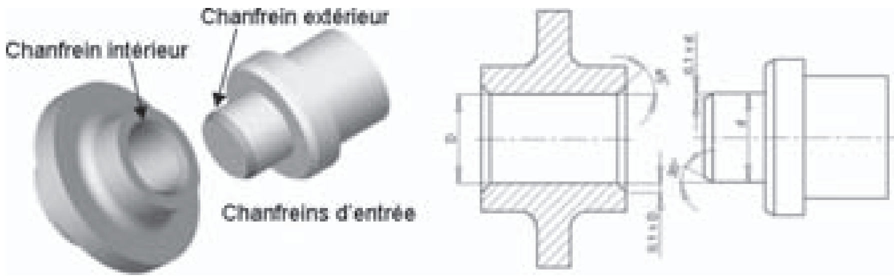


Figure 5.11 – Chanfreins d'entrée.

Les congés sont des raccordements par une surface circulaire de deux droites ou deux plans formés par un angle rentrant (figure 5.12). Ils facilitent également le démoulage des pièces de fonderies.

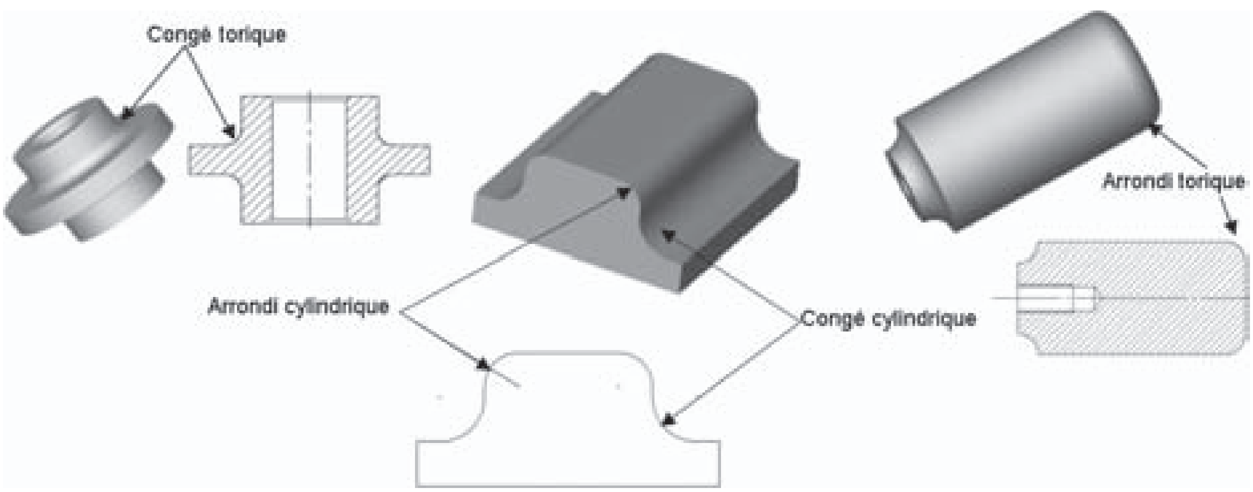


Figure 5.12 – Congés et arrondis.

5.5.2 Formes de fonction

Ce sont des formes nécessaires au fonctionnement des pièces entre elles, au sein d'un montage mécanique. La liste est longue et nous nous limiterons aux formes les plus courantes utilisées en construction mécanique (figure 5.13a et b).

Lamage : alésage de faible diamètre épaulé, destiné de part sa surface d'appui, à recevoir une tête de vis, mais également à noyer un élément de pièce (par exemple noyer une vis à tête cylindrique hexagonale creuse CHC). Le lamage est également appelé *chambrage*.

Chambrage : un évidement réalisé à l'intérieur d'un alésage afin de réduire la portée de l'arbre (diminution du frottement). Il peut servir également de réserve de lubrifiant.

Évidement : vide prévu dans une pièce pour en diminuer le poids ou pour réduire la surface d'appui.

Bossage : surépaisseur destinée à limiter la surface à usiner. Cette surface permet également de limiter la portée des pièces.

Arbre : paroi extérieure cylindrique ou conique d'une pièce, usinée avec précision en vue de pénétrer dans un contenant de même géométrie (alésage cylindrique ou conique).
Alésage : paroi intérieure cylindrique ou conique d'une pièce, usinée avec précision en vue de recevoir un contenu de même géométrie (arbre cylindrique ou conique).
Collet : couronne en saillie sur un arbre.
Rainure (ou **saignée**) : entaille réalisée dans une pièce et destinée à réaliser différentes fonctions : positionnent entre deux pièces, mise en place d'une languette, mise en place d'un anneau élastique sur un arbre (circlips) etc.
Gorge : dégagement étroit, souvent arrondi à sa partie inférieure. Une gorge peut être destinée à recevoir un joint torique ou pour faciliter un usinage.
Épaulement : changement brusque de la section d'une pièce afin d'obtenir une surface d'appui
Embase : élément d'une pièce destiné à servir de base, de renfort ou de support pour une autre pièce.
Goutte de suif : calote sphérique.
Biseau : surface oblique d'un objet.
Lumières : petits orifices pouvant par exemple servir de ventilation
Dépouille : inclinaison donnée à des surfaces de pièces moulées afin de faciliter leur extraction du moule.
Collerette : bord rabattu d'une pièce (tuyauterie, membrane…), qui assure la liaison avec une autre pièce.

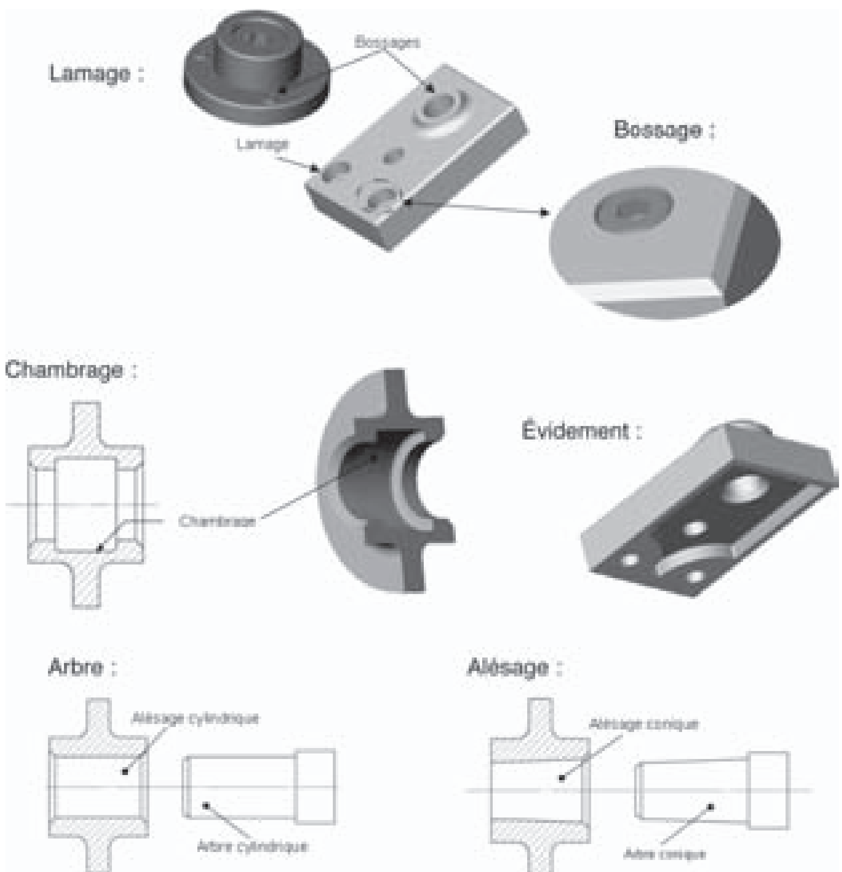


Figure 5.13a – Formes de fonction.

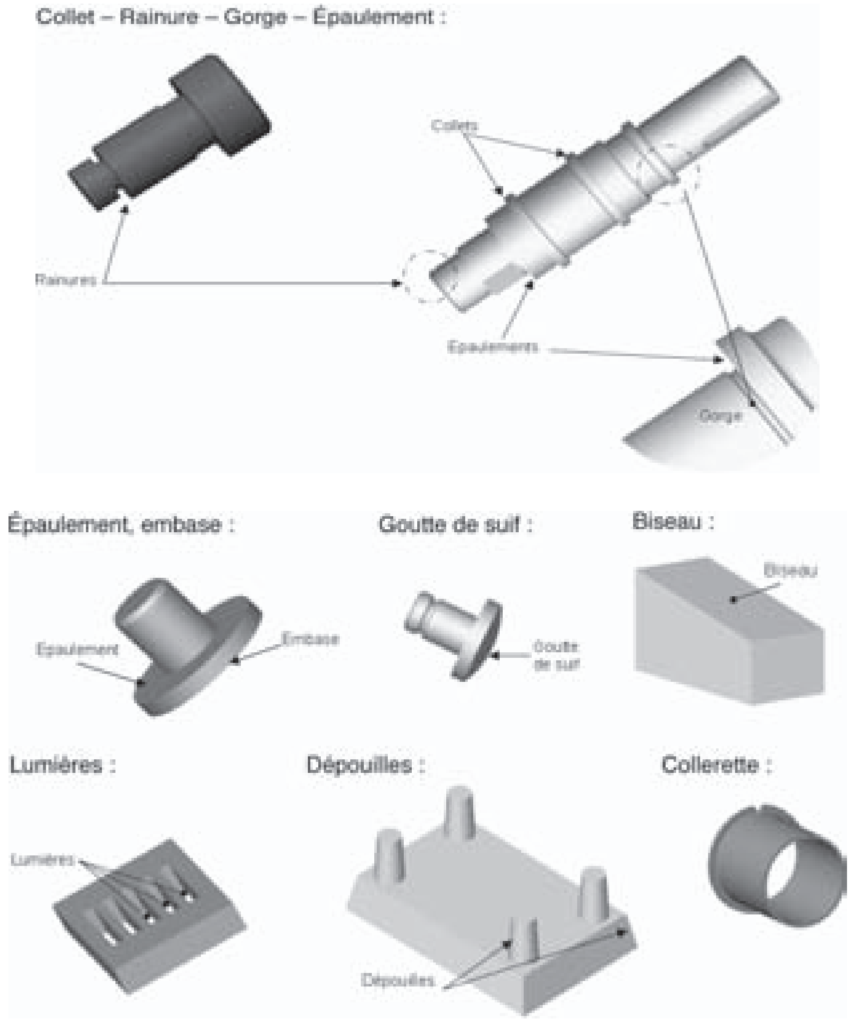


Figure 5.13b – Formes de fonction.

5.5.3 Formes de guidage

Elles permettent d'assurer le guidage, soit en translation (liaison glissière) ou en rotation (liaison pivot), soit à positionner entre elles deux ou plusieurs pièces d'un montage (figure 5.14).

La **queue d'aronde** est un assemblage en forme de trapèze (60°…) qui assure un guidage en translation.

La **mortaise** et le **tenon** permettent également de réaliser l'assemblage entre deux pièces d'un mécanisme.

La **languette** est un tenon de grande longueur destiné à rentrer dans une rainure afin d'assurer un guidage en translation.

Le **dégagement** et le **décrochement** permettent de faciliter l'assemblage de deux pièces dont la géométrie est identique. Ils facilitent également le fonctionnement d'un mécanisme en évitant le contact linéaire entre deux pièces.

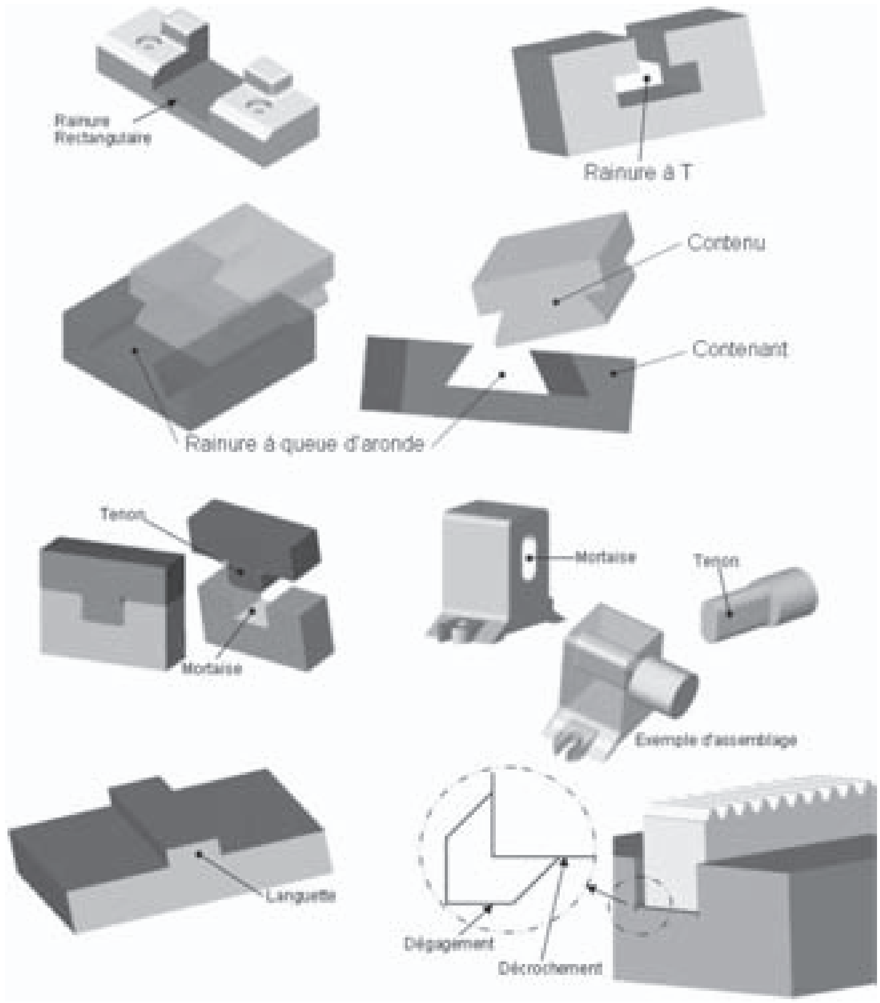


Figure 5.14 – Formes de guidage.

5.5.4 Rainures à clavettes et clavettes

Les liaisons arbres-moyeux (voir au chapitre 17 les liaisons encastrement, démontables et indémontables) sont destinées à rendre solidaires un organe de machine et un arbre. Le bout des arbres comporte en général une **rainure** dans laquelle vient se loger une **clavette** (figure 5.15).

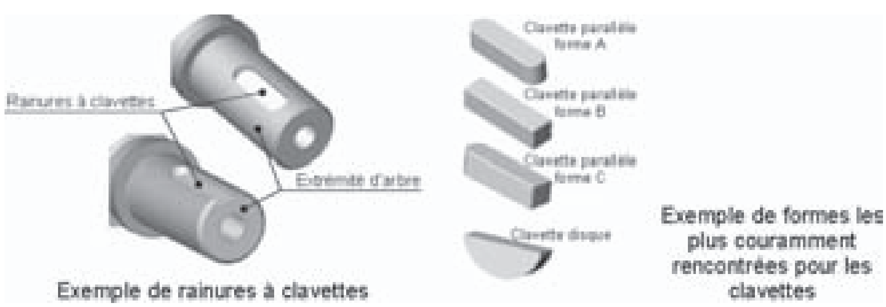


Figure 5.15 – Clavettes et rainures à clavettes.

5.5.5 Éléments de localisation

Le positionnement très précis entre deux pièces au sein d'un montage est assuré par diverses formes géométriques très caractéristiques. Les formes dépendent du type de montage, de l'encombrement, des contraintes mécaniques ; la précision est fonction du coût de revient lors de la fabrication (figure 5.16).

Le **pied de positionnement**, le **locating** et le **macaron** servent à positionner deux pièces l'une par rapport à l'autre au sein d'un mécanisme.

L'**ergot** est un petit élément de pièce en saillie qui est généralement destiné à assurer un arrêt en rotation.

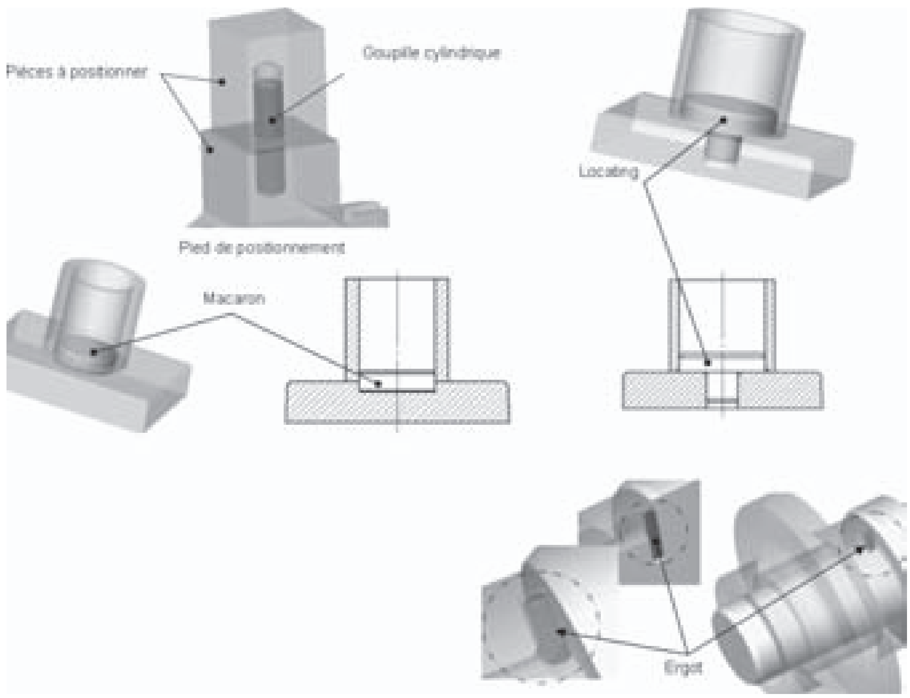


Figure 5.16 – Éléments de localisation.

5.5.6 Perçage

Le **perçage** est une action destinée à produire un trou cylindrique sous l'action d'un outil coupant appelé **mèche** ou **foret** (figure 5.17).

La **fraisure** est réalisée à l'aide d'une fraise conique à l'orifice d'un perçage. Elle permet de recevoir la tête fraisée d'une vis.

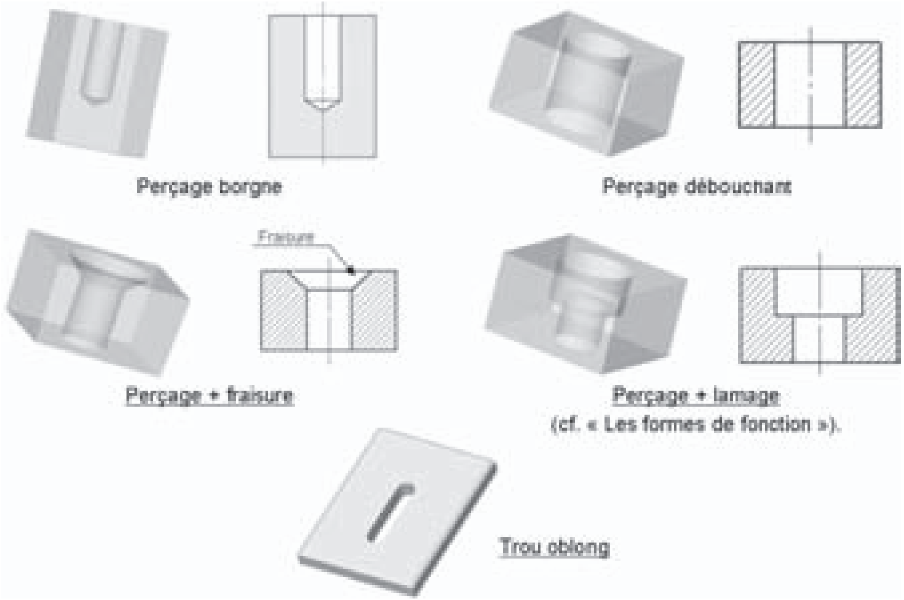


Figure 5.17 – Perçages.

5.5.7 Nervures

Les **nervures** sont des parties saillantes d'une pièce mécanique chargée d'augmenter la résistance ou la rigidité (figure 5.18).

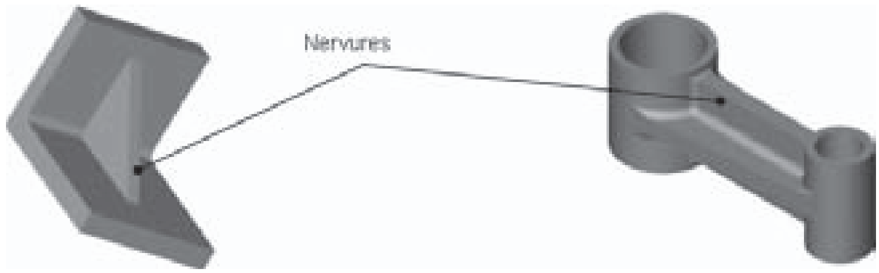


Figure 5.18 – Nervures.

5.5.8 Formes de commande

Le **carré**, également appelé **carré de manœuvre**, monté en bout d'arbre ou sur une extrémité de vanne (carré de vanne), permet de manœuvrer le mécanisme à l'aide d'une clé (figure 5.19).

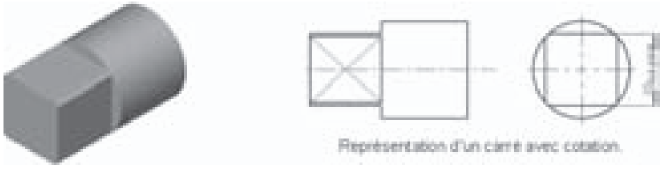


Figure 5.19 – Formes de commande : carré.

Le **méplat** est une surface plane réalisée sur un cylindre, qui peut avoir plusieurs fonctions :

- accoupler deux pièces ;
- immobiliser momentanément une pièce tournante (montage, démontage, maintenance, etc.) ;
- manœuvrer un outil ou un organe de commande d'un mécanisme.

En dessin de construction, toute partie plane réalisée sur un cylindre est symbolisée par deux traits continus fins tracés en diagonale. Pour les deux extrémités d'arbres de la figure 5.20, nous constatons que la vue de face est identique dans les deux cas alors que le premier arbre comporte un méplat de part et d'autre et le deuxième uniquement d'un seul côté. Il nous a donc été nécessaire de réaliser une vue de face et une vue de gauche afin de permettre une bonne compréhension du dessin.

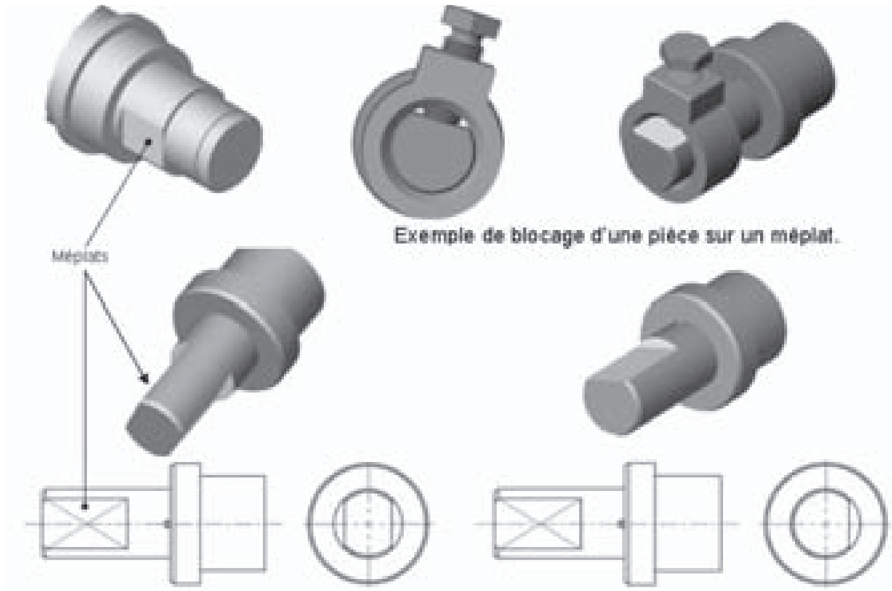


Figure 5.20 – Formes de commande : méplats.

Le **moletage** sert à créer une certaine adhérence sur une surface cylindrique d'une pièce afin de faciliter la manœuvre de cette pièce ou d'immobiliser un arbre monté à force dans un alésage lisse d'une pièce de faible dureté (matière plastique ou alliage léger). Le moletage est obtenu à l'aide de molettes qui exercent une pression contre la pièce jusqu'à ce que la matière flue entre les dents de façon à obtenir sur la pièce la forme inverse de celle gravée sur la molette. Le moletage provoque donc une majoration du diamètre de l'arbre de l'ordre de $p/4$ (p étant le pas usuel du moletage). Sur les pièces (figure 5.21) on a imprimé un **moletage croisé**. On peut également rencontrer des pièces qui comportent des stries longitudinales que l'on appellera **moletage droit**.

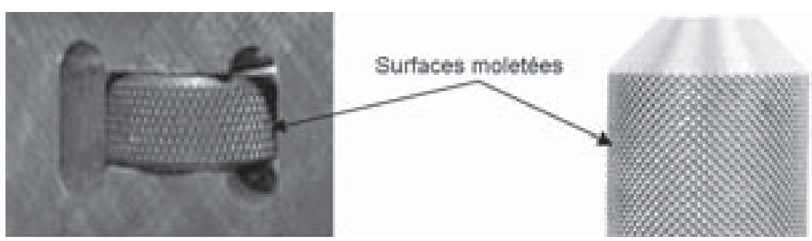


Figure 5.21 – Surfaces moletées.

Les **cannelures** peuvent être comparées à un moletage droit mais plus profond réalisées avec une grande précision à l'extrémité d'un arbre de transmission (figure 5.22). Elles peuvent être réalisées de la même manière que le moletage par roulage, c'est-à-dire par une pression exercée par des matrices sur le flanc de la pièce, par brochage (pour les cannelures internes) ou par fraisage. Les cannelures permettent de transmettre des couples très importants. Elles peuvent être comparées à de véritables clavettes directement taillées sur l'arbre.

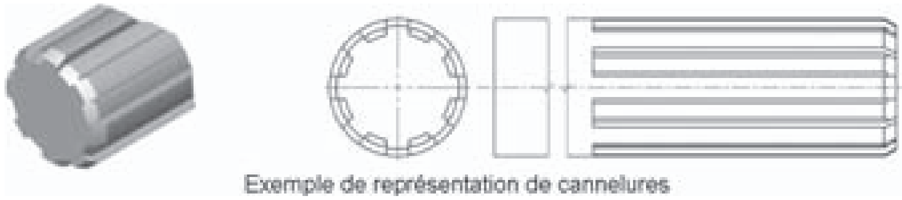


Figure 5.22 – Cannelures.

Les **stries radiales** permettent la liaison de deux pièces avec un réglage angulaire possible de leurs positions respectives (figure 5.23). Elles peuvent être réalisées par matriçage (cas des métaux tendres) ou par fraisage.

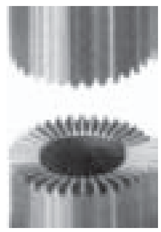


Figure 5.23 – Stries radiales.

5.6 Profilés

Les **profilés** sont des pièces à sections constantes, obtenues par laminage. On distingue :

- les aciers étirés à froids ; longueur normale des barres : 3 à 7 m ;
- les aciers laminés à chaud ; longueur normale des barres : 6 m ;
- les alliages d'aluminium et de cuivre ;
- les matières plastiques ;
- les sections des profilés sont les mêmes pour tous les types de matière sauf pour les poutres.

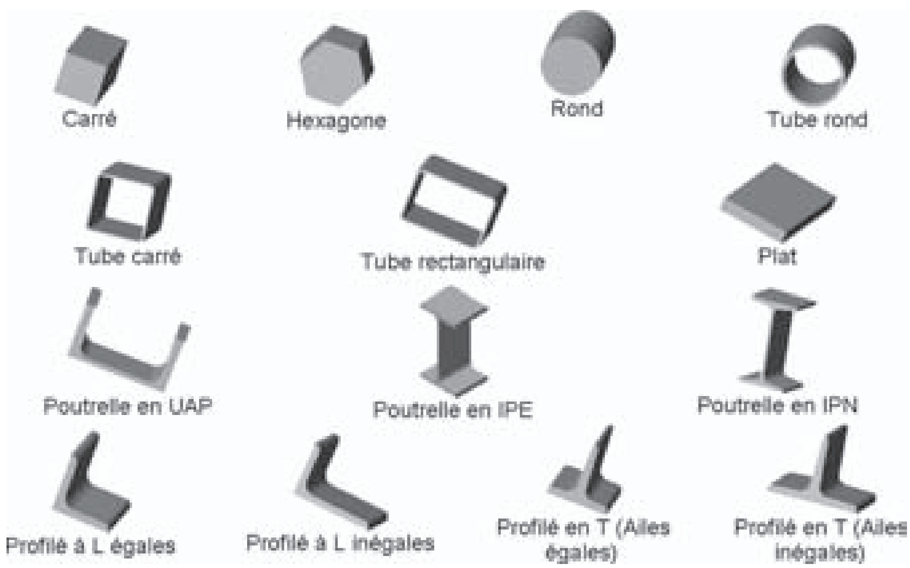


Figure 5.24 – Profilés.

Exercice type

Donnez la fonction de la surface cylindrique de l'injecteur de la figure 5.1 et justifiez votre réponse.

Reportez-vous aux réponses page 343.

Pour aller plus loin

Repérez d'une couleur et nommez les surfaces réalisant le guidage sur les différentes vues du canon de perçage.

Voir aussi : vérin, touret à meuler, batteur Minor Moulinex, presse-agrumes, plate-forme élévatrice, disque dur, injecteur diesel.

Activités sur Internet :

http://www.listepgm.org – http://www.gs-soft.fr – http://gcppinsa.insa-lyon.fr

Matériaux

6

Plan

Compétences visées : L5, A3

Pour vivre convenablement, l'homme préhistorique a besoin de maîtriser son environnement matériel. Il utilise les pierres et le bois pour y parvenir : c'est l'**âge de la pierre**, il y a 2,5 millions d'années.

De la même manière, l'**âge du feu**, il y a environ 400 000 ans, et la sédentarisation, vers 10 000 ans avant J.-C., permettent à l'homme de se chauffer et de s'abriter par transformation et utilisation de la matière.

Deux nouvelles étapes sont franchies avec l'**âge du bronze**, vers 2500 avant J.-C. dans le bassin méditerranéen, et avec l'**âge du fer**, vers 1800 avant J.-C. en Mésopotamie. Les civilisations connaissant leur élaboration dominent celles qui ne la connaissent pas.

C'est seulement en 1821 que la bauxite, minerai de l'aluminium, est découverte par Pierre Berthier (1782-1861) dans la mine des Baux de Provence (France). En 1885, l'aluminium est produit par électrolyse.

L'ère des matières plastiques prend forme avec les frères John Wesley et Isaiah Hyatt. Ils fabriquent une boule de billard en celluloïd, substitut à l'utilisation de l'ivoire.

En 1909, Leo Hendrik Baekland (1863-1944) élabore la bakélite. Le polystyrène, le polyuréthanne et le polyéthylène apparaissent dans les années 1930. La résine époxyde apparaît en 1947. Le polypropylène et le polycarbonate datent des années 1950.

La Seconde Guerre mondiale et la reconstruction en Europe imposent un nouveau mode de vie où l'homme est aidé dans ses activités journalières par les machines. Celles-ci doivent répondre à des critères électriques, écologiques, esthétiques, mécaniques et d'hygiène que seule l'association intelligente de matériaux peut procurer.

6.1 Principaux éléments d'alliage

D'une manière générale, le minerai est formé de la **gangue** et du **métal** extraits depuis les **filons des mines** dans le sous-sol ou extraits des **mines à ciel ouvert**.

Un alliage est composé d'au moins deux **éléments simples**, ou **atomes**, différents, par exemple, le cuivre et l'aluminium. On choisit les matériaux suivant les **fonctions techniques** à accomplir dans les **mécanismes**.

Prenons l'exemple du disque dur d'un micro-ordinateur (figures 6.1 et 6.18).

L'axe 4, à forte proportion de **cobalt**, a la fonction **Activer la translation du chariot 6** (rémanence magnétique).

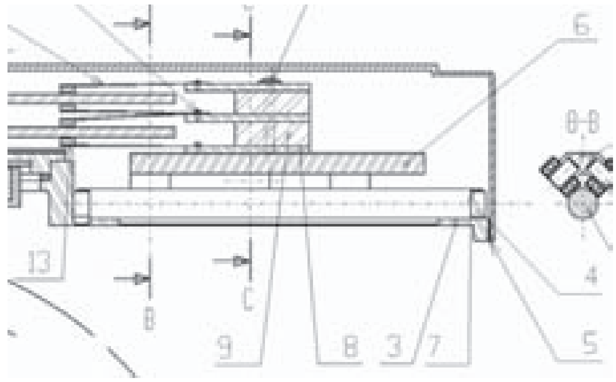


Figure 6.1 – Têtes de lecture du disque dur.

Tableau 6.1 – Les différents constituants des alliages, leur symbole et leurs caractéristiques.

Élément d'alliage	Symbole chimique	Masse volumique (kg/m^3)	Caractéristiques
Aluminium	Al	2 700	Température de fusion : 660 °C Résistant à l'oxydation ; non ferromagnétique ; masse volumique faible ; matériau coûteux
Béryllium	Be	1 850	Température de fusion : 1 277 °C Masse volumique faible ; matériau coûteux ; très résistant
Bore	B	2 350	Masse volumique faible ; très résistant.
Chrome	Cr	7 100	Température de fusion : 1 875 °C Inoxydable
Cobalt	Co	8 900	Température de fusion : 1 495 °C Ferromagnétique ; matériau coûteux ; propriété de rémanence magnétique
Cuivre	Cu	9 000	Température de fusion : 1 083 °C Matériau coûteux, bonne conductibilité électrique et thermique ; alliage de cuivre présentant une bonne résistance à l'usure pour les pièces frottantes
Étain	Sn	7 000	Température de fusion : 231,9 °C
Fer	Fe	7 800	Température de fusion : 1 536 °C Ferromagnétique
Magnésium	Mg	1 750	Température de fusion : 650 °C Masse volumique faible ; matériau coûteux
Manganèse	Mn	7 200	Température de fusion : 1 245 °C
Molybdène	Mo	10200	Température de fusion : 2 610 °C
Nickel	Ni	8 900	Température de fusion : 1 453 °C Matériau coûteux ; ferromagnétique
Plomb	Pb	11300	Température de fusion : 327,4 °C
Silicium	Si	2 400	Température de fusion : 1 410 °C Masse volumique faible
Tantale	Ta	16600	Température de fusion : 2 996 °C
Titane	Ti	4 500	Température de fusion : 1 668 °C Masse volumique faible

Tableau 6.1 (suite) – Les différents constituants des alliages, leur symbole et leurs caractéristiques.

Élément d'alliage	Symbole chimique	Masse volumique (kg/m^3)	Caractéristiques
Vanadium	V	5 900	Température de fusion : 1 900 °C
Phosphore	P	1 820	Température de fusion : 44,2 °C
Carbone	C	2 260	Température de fusion : 3 727 °C
Tungstène	W	19300	Température de fusion : 3 482 °C Très résistant, peu de fluage, très dur, matériau coûteux
Platine	Pt	21400	Température de fusion : 1 769 °C Prix 5 à 10 fois celui de l'or
Argent	Ag	10500	Température de fusion : 960,8 °C Très bon conducteur électrique
Or	Au	19300	Température de fusion : 1 063 °C Très ductile ; très bon conducteur
Zinc	Zn	7 100	Température de fusion : 419,5 °C Résistant à la corrosion ; résistant à l'oxydation ; matériau peu coûteux

6.2 Associations de fer et de carbone

6.2.1 Fonte

La fonte est très utilisée car elle est bon marché, présente une bonne coulabilité, elle conduit bien la chaleur et possède une bonne résistance mécanique et une grande dureté. Elle est composée de 98 % de fer au maximum et de 93 % au minimum. Elle présente ainsi un taux de carbone de 2 % minimum et 7 % maximum. Elle est d'abord élaborée dans un haut fourneau : le minerai de fer (hématite, magnétite ou limonite constitués de 50 % de métal environ) est chauffé à une température supérieure à la température de fusion (2 000 °C) et additionné au coke (charbon poreux provenant de la distillation de la houille). Le minerai de fer est extrait à partir de mines à ciel ouvert ou dans des filons.

Pratiquement, une fonte a une teneur en carbone comprise entre 3 et 4,5 %.

Le laitier, essentiellement constitué de silicates, est extrait pour être traité (cimenterie).

La fonte liquide est coulée dans la partie inférieure du haut fourneau (figure 6.4)



Figure 6.2 – Mines d'acier et de fer.

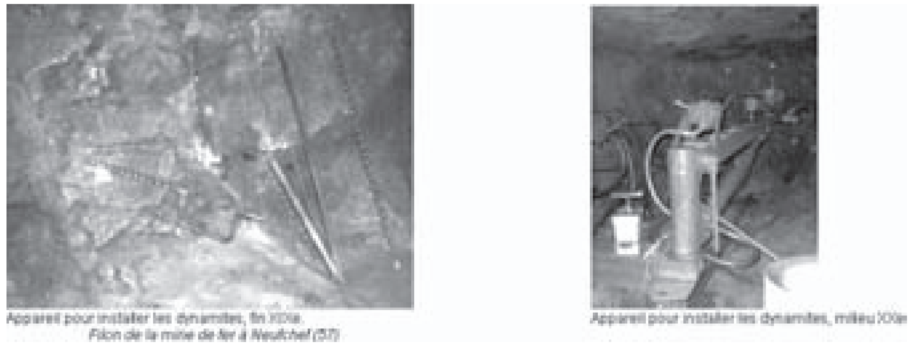


Figure 6.3 – Filon d'une mine de fer à Neufchef (57) : appareils pour installer des dynamites.

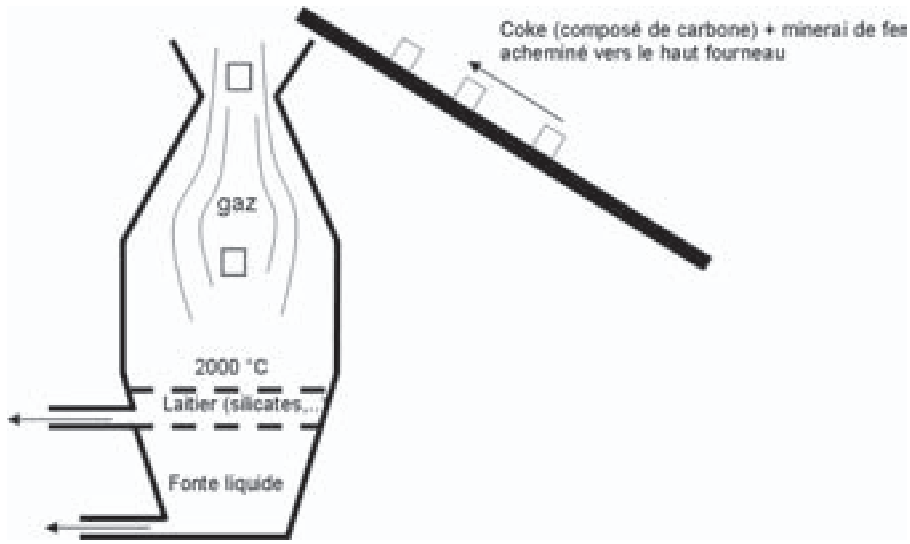


Figure 6.4 – Haut fourneau.

Les fontes présentent de bonnes propriétés de coulabilité (pour le moulage). Elles peuvent être usinées mais certaines sont plus appropriées que d'autres.
Les fontes à graphite sphéroïdal, adaptées à l'usinage, possèdent une bonne résistance aux chocs et une bonne résistance à la traction.
Les fontes à graphite lamellaire sont fragilisées par leur structure lamellaire, mais elles sont très répandues car elles ont un faible coût de production. Elles présentent aussi une bonne résistance à la compression.
Les fontes blanches sont utilisées pour l'élaboration de l'acier. Elles sont dures et peu résilientes.
On peut également allier les fontes avec d'autres éléments en vue d'obtenir des caractéristiques particulières.
Exemples d'application : bâti des machines, radiateurs, étrier de frein sur les automobiles.

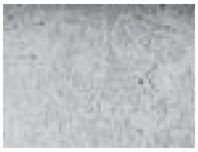
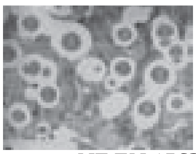


Figure 6.5 – Exemples de minerais de fer.

Les fontes (fer + carbone) contiennent au moins 1,7 % de carbone (masse volumique : 9 000 kg/m^3).

Leurs principales **caractéristiques** sont d'être ferromagnétiques à température ambiante, d'avoir une faible résistance à l'oxydation et à la corrosion, et une bonne résistance aux déformations sous efforts, d'être un matériau bon marché et d'avoir de très bonnes propriétés de résistance à l'usure pour les pièces frottantes en raison de leur grande dureté.

Tableau 6.2 – Désignation des fontes.

Type de fonte	Désignation	Exemple	Domaines d'utilisation
Fonte grise ou fonte à graphite lamellaire  (surface) NF EN 1561	Lettres EN GJL (ex FGL et ex Ft) suivies de la limite à la rupture à la traction en MPa (et éventuellement allongement en %)	EN GJL 300	Bonne coulabilité (moulage) Sensible aux chocs Carters, blocs moteurs, bâti des machines
Fonte à graphite sphéroïdal  (surface) NF EN 1563	Lettres EN GJS (ex FGS) suivies de la limite à la rupture à la traction en MPa et allongement en %	EN GJS 400-15 Fonte à graphite sphéroïdal dont la limite à la rupture est de 400 MPa et l'allongement de 15 %	Bonne coulabilité (moulage) Usinage facile Bonne résistance à la rupture Utilisée notamment pour les plaques en fontes donnant accès aux égouts
Fonte malléable à cœur noir NF EN 1562	Lettres EN GJMB (ex MN) suivies de la limite à la rupture à la traction en MPa et allongement en %	EN GJMB 350-10	Bonne coulabilité (moulage) Usinage facile
Fonte malléable à cœur blanc NF EN 1562	Lettres EN GJMW (ex MB) suivies de la limite à la rupture à la traction en MPa et allongement en %	EN GJMW 360-12	Bonne coulabilité (moulage) Usinage facile La fonte blanche est la fonte de coulée dans les hauts fourneaux

6.2.2 Acier

L'acier comprend de 0 à 2 % de carbone. Dans la pratique, sa teneur en carbone va de 0,05 % à 1 % de carbone.

L'acier est très utilisé car il est bon marché, présente une bonne coulabilité et possède de bonnes propriétés mécaniques. Cependant, il s'oxyde facilement (couleur brune) : c'est la « rouille » qui pénètre en profondeur dans l'acier et est destructrice.

La fonte liquide en provenance du haut fourneau est soit utilisée comme fonte, soit transformée en acier en abaissant le taux de carbone. Pour ce faire, la fonte du haut fourneau est insérée dans un convertisseur. Une lance à oxygène projette de l'oxygène sur la fonte. Le carbone réagit par combustion avec l'oxygène pour former du dioxyde de carbone, abaissant le taux de celui-ci pour obtenir l'acier (figure 6.6).

L'acier utilisé de manière domestique est en général recyclé dans des fours à arcs électriques (figure 6.7). La fusion est obtenue par un fort courant électrique. Le cycle peut se décomposer en quatre phases : fusion, oxydation, décrassage puis coulée de l'acier vers les stations d'affinage.

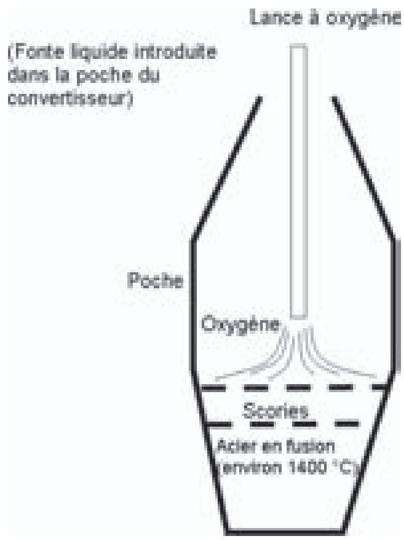


Figure 6.6 – Convertisseur fonte/acier.

L'affinage permet de doser correctement le taux de carbone ainsi que des éléments d'addition (éventuellement).

Ensuite, l'acier affiné est coulé sous forme de produits semi-finis, billettes, blooms, brames par ordre croissant de taille (coulée continue, figure 6.8) qui seront ensuite laminés (figure 6.9).

Application : la tour Eiffel est constituée de 10 000 tonnes d'acier environ.

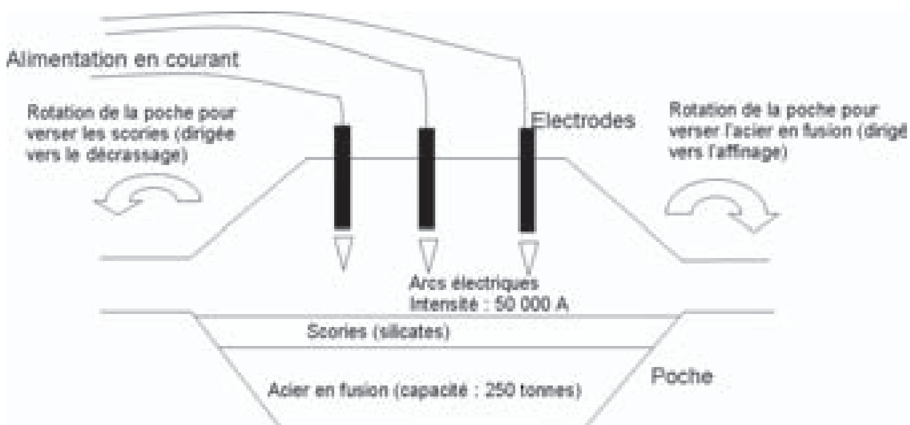


Figure 6.7 – Four à arcs électriques.

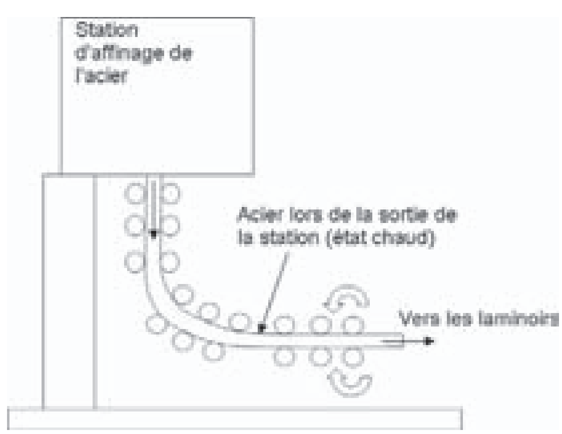


Figure 6.8 – Coulée continue.

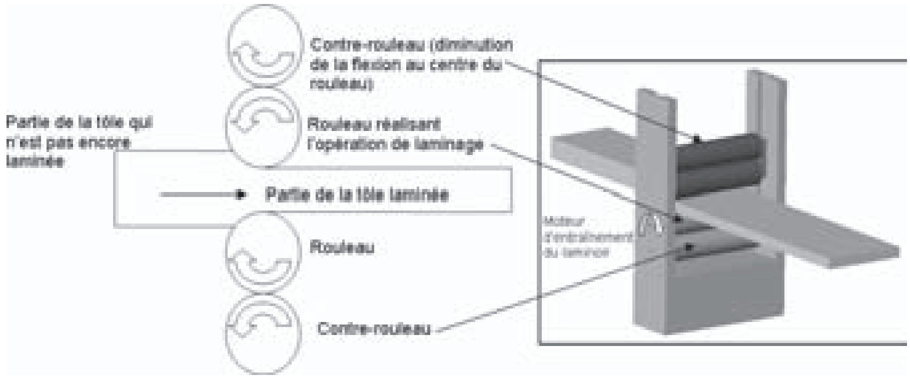


Figure 6.9 – Rouleaux d'un laminoir.

Les principales **caractéristiques** des aciers sont d'être ferromagnétiques à température ambiante, d'avoir une faible résistance à l'oxydation et à la corrosion mais une bonne résistance aux déformations sous efforts, d'être un matériau bon marché. La masse volumique de l'acier est de 7 800 kg/m^3.

Tableau 6.3 – Désignation des aciers.

Type d'acier	Désignation* NF EN 10027	Exemple	Domaines d'utilisation
Acier non allié d'usage général	Lettre S suivie de la limite élastique à la traction en MPa (N/mm^2) (ex A et E)	S 335 (Re = 335 MPa)	Chaudronnerie et constructions mécaniques diverses Acier bon marché
Acier non allié de construction mécanique	Lettre E suivie de la limite élastique à la traction en MPa (N/mm^2)	E 360	Structures métalliques Acier bon marché
Acier non allié pour traitements thermiques	Lettre C suivie du pourcentage de carbone multiplié par 100 (ex XC)	C 42 Acier pour traitements thermiques ayant 0,42 % de carbone	Aciers pour traitements thermiques
Acier faiblement allié Nuances : 16 Mn Cr 5 45 Si Cr Mo 6 40 Cr 4 100 Cr 6 (roulements) 18 Cr Mo 4 (roulements) 35 Cr Mo 4 50 Cr V 4 30 Cr Ni Mo 8	Aucun élément d'addition ne dépasse 5 % en masse : Pourcentage de carbone multiplié par 100 suivi par les symboles chimiques des principaux éléments d'addition en ordre décroissant puis leurs pourcentages (si supérieurs à 1 %) multipliés par : 100 pour Ce, N, P, S ; 1 000 pour B ; 10 pour Al, Be, Cu, Mo, Nb, Pb, Ta, Ti, V, Zn ; 4 pour Cr, Co, Mn, Ni, Si, W.	35 Ni Cr Mo 16 Acier faiblement allié avec 0,35 % de carbone, 4 % de nickel, des traces de chrome et de molybdène (35 N C D 16)	Aciers pour traitements thermiques Utilisations spécifiques en aéronautique, automobile, cycles… Les caractéristiques dépendent des éléments d'addition
Acier fortement allié Nuances : X 120 Mn 12 X 8 Cr 17 X 30 Cr 13 X 2 Cr Ni 18-10 X 6 Cr Ni 18-6 X 6 Cr Ni Mo 17-11 X 6 Cr Ni Ti 18-11	Un élément d'addition au moins dépasse 5 % en masse : Lettre X (ex Z) suivie du pourcentage de carbone multiplié par 100 suivi par les symboles chimiques des principaux éléments d'addition en ordre décroissant puis leurs pourcentages (si supérieurs à 1 %)	X 6 Cr Ni Ti 18 10 Acier fortement allié : 0,06 % de carbone, 18 % de chrome, 10 % de nickel et des traces de titane Ex Z 6 C N T 18 10	Aciers pour traitements thermiques Outillages pour usinage ; domaines automobile et aéronautique Les caractéristiques dépendent des éléments d'addition Aciers possédant de très bonnes caractéristiques mécaniques

* La lettre G précède les lettres S, E, C pour les aciers de moulage (par exemple G C 42).

6.3 Aluminium et alliages

L'aluminium est utilisé généralement pour des applications nécessitant légèreté et bonnes propriétés mécaniques. On le trouve aussi dans les bobinages des moteurs ou les circuits électriques car il est bon conducteur électrique.
La bauxite est un minerai qui contient aux alentours de 50 % d'alumine mais aussi un certain pourcentage d'oxyde de fer lui donnant sa couleur rougeâtre. Elle est broyée puis mélangée à de la soude à haute température et sous pression. L'aluminate de sodium ainsi obtenu est débarrassé de ses impuretés, puis dilué et refroidi, provoquant la précipitation d'oxyde d'aluminium hydraté. La calcination de cet oxyde devient l'alumine (Al_2O_3). Il faut ensuite séparer l'aluminium de l'oxygène pour obtenir des lingots l'aluminium par électrolyse (figure 6.10).
Une forte énergie électrique est alors requise pour séparer aluminium et oxygène dans le bain électrolytique. L'aluminium se dépose sur la cathode (–) et l'oxygène sur l'anode (+). L'anode est en graphite généralement.
Il faut environ 2 000 kg d'alumine, 400 kg de coke, et 15 000 kWh de consommation d'électricité pour obtenir une tonne d'aluminium.

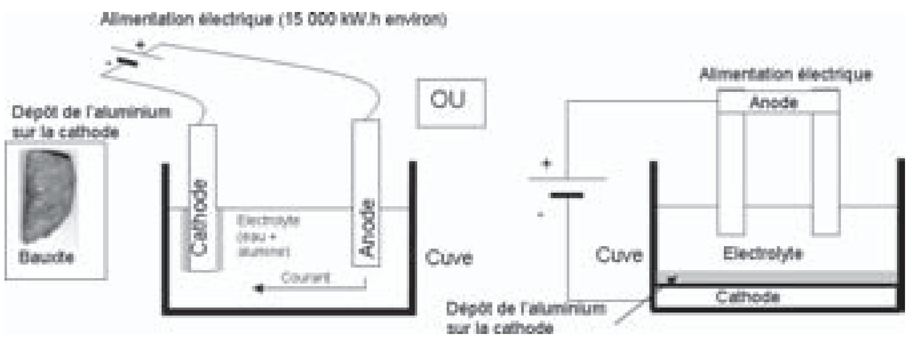


Figure 6.10 – Électrolyse de l'aluminium.

L'aluminium est ensuite coulé en lingot, puis laminé ou filé.
On peut enfin noter que le minerai le plus riche en aluminium n'est pas utilisé à des fins industrielles mais gemmologiques. En effet, les rubis, saphir et corindon sont des oxydes d'aluminium (Al_2O_3) cristallisés de grande valeur car ils sont rares.

Remarque : L'oxydation de l'aluminium engendre une couleur blanchâtre sur la surface. Cette pellicule protège l'aluminium contre l'oxydation en profondeur contrairement à la rouille qui détruit l'acier.

Exemples d'application pour l'aluminium : panneaux de signalisation et feux tricolores ; jantes de voitures ; cadres de vélos ; carter moteur d'automobiles ; ailes d'avions.

6.4 Désignation des alliages d'aluminium

NF EN 1780 et NF EN 573

6.4.1 Aluminium et alliages corroyés

Désignation internationale numérique

Elle commence par le préfixe EN suivi de A pour aluminium, suivi de W pour les produits corroyés, suivi de quatre chiffres.

Exemple : EN AW-1080
Le 1er chiffre correspond à :
- 1 pour aluminium pur ;
- 2 pour aluminium et cuivre ;
- 3 pour aluminium et manganèse ;
- 4 pour aluminium et silicium ;
- 5 pour aluminium et magnésium ;
- 6 pour aluminium et magnésium et silicium ;
- 7 pour aluminium et zinc ;
- 8 pour aluminium et autres.

Désignation internationale chimique

Pour l'aluminium pur

Après la désignation numérique viennent entre crochets : Al suivi de la teneur en aluminium.

Exemple : EN AW 1050 [Al 99,5] désigne de l'aluminium pur à 99,5 %.

Pour les alliages d'aluminium

Après la désignation numérique internationale vient entre crochets : Al suivi dans l'ordre par les éléments d'addition avec leurs symboles chimiques et leur teneur dans l'ordre décroissant.

Exemple : EN AW-2017 [Al Cu 5 Mg Si] désigne un alliage d'aluminium avec 5 % de cuivre, des traces de magnésium et de silicium [ex A U 5 G S].

Utilisations :
- EN AW 5754 [Al Mg3] : matériel pour industries chimiques et alimentaires, etc.
- EN AW 2017 [Al Cu 4 Mg] : cycles.

6.4.2 Aluminium et alliages de fonderie (moulage)

Les lettres EN AB (lingot de refusion) ou EN AC (suivies parfois de 5 chiffres) sont suivies des symboles chimiques de l'alliage ordonnés par leurs teneurs décroissantes.

Exemple : EN AB Al Si 5 Cu 3 désigne un alliage d'aluminium de fonderie avec 5 % de silicium et 3 % de cuivre.

6.5 Cuivre et alliages

Le cuivre est avant tout utilisé pour ses propriétés de conducteur électrique et thermique. Ainsi, les circuits électriques sont réalisés avec ce métal, mais aussi les canalisations. Certaines casseroles ou marmites anciennes étaient aussi en cuivre. Les minerais d'où est extrait le cuivre sont notamment la chalcopyrite (brillante), la cuprite, le dioptase et éventuellement le cuivre natif. Les minerais exploités sont constitués d'au moins 10 % de cuivre.

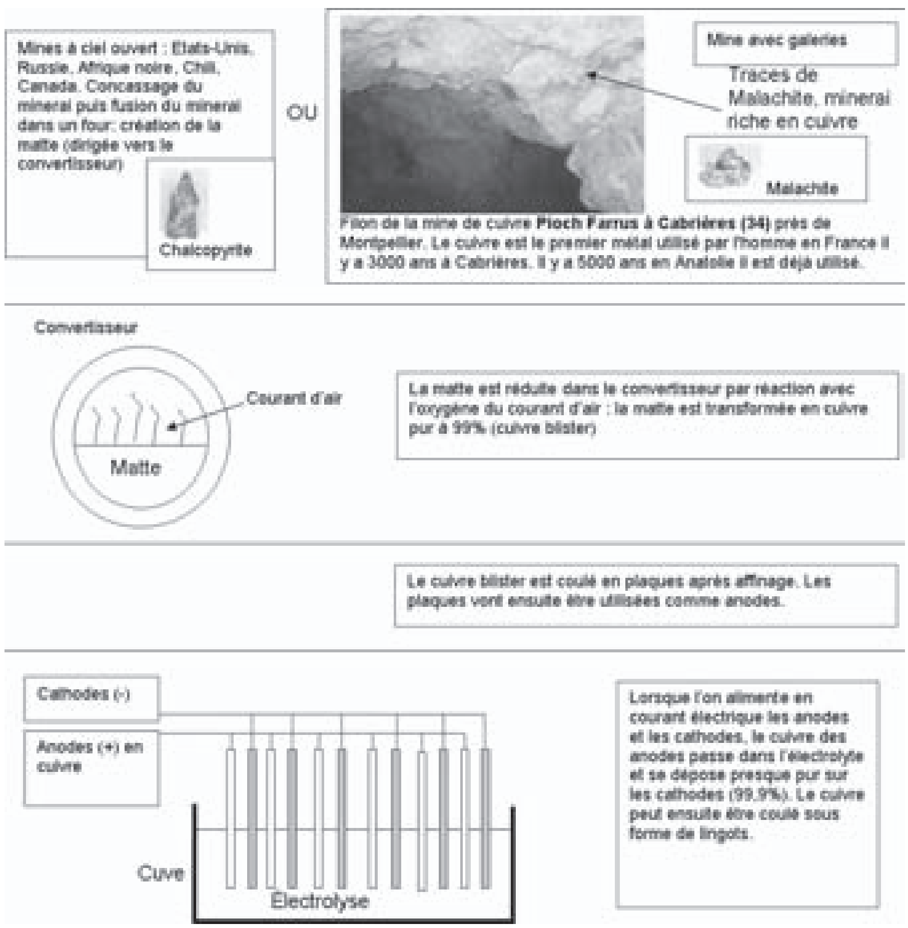


Figure 6.11 – Élaboration du cuivre.

6.6 Désignation des alliages de cuivre

NF EN 1412 et NF A 02-009

Le symbole chimique Cu est suivi des symboles chimiques et des teneurs des principaux éléments d'addition, par ordre croissant.

Exemple : Cu Sn7 Pb6 Zn4 désigne un alliage de cuivre avec 7 % d'étain, 6 % de plomb et 4 % de zinc.

Utilisations :

- bronze : Cu Sn7 Pb6 (le couple acier sur bronze présente une adhérence relative faible, ainsi qu'un frottement relatif faible ; ce couple de matériaux possède de bonnes propriétés de résistance à l'usure) ;
- laiton : Cu Zn15 (robinetterie) ;
- autre : Cu Zn30 Ni18 (pièces de chirurgie, modélisme).

Pour les bobinages des moteurs électriques, on emploie l'alliage Cu-ETP.

Remarque : Le cuivre, rouge orange à l'état pur, s'oxyde en donnant une couleur verte nommée vert-de-gris (figure 6.12).



Figure 6.12 – La cathédrale de Strasbourg.

6.7 Matières plastiques

Les matières plastiques représentent environ 16 % en masse d'un véhicule automobile. Pourquoi ? L'esthétique, la réduction du poids de la voiture, le faible coût de mise en œuvre, les caractéristiques spécifiques de ces matières sont autant de critères incitant les constructeurs à utiliser ce matériau.

Mais d'où viennent les matières plastiques, comment sont-elles élaborées et mises en forme ? Une matière plastique est d'abord constituée de macromolécules (monomères) où dominent en proportion les atomes d'hydrogène et de carbone.

hydrogène + carbone = hydrocarbure…

Il nous faut donc des hydrocarbures, mais pas n'importe lesquels.

Résumons la formation des hydrocarbures.

La décomposition des matières organiques (animaux, végétaux…) dans la mer ou les lacs a entraîné au cours des millions d'années des réactions chimiques. Certains composés organiques se sont retrouvés imprégnés dans le sol par leur poids puis enfouis sous le sol, les milliers d'années ayant enrichi ce mélange.

Cette substance, appelée **huile de roche** parce qu'elle suintait naturellement dans certaines régions, a été utilisée dès la plus haute antiquité.

Ainsi, on a découvert que l'action de la chaleur sur les hydrocarbures avait tendance à séparer certains hydrocarbures. Les plus chauds (les plus lourds) restaient à leur place, mais les plus froids et plus légers se vaporisaient… La distillation atmosphérique du pétrole est ainsi née.

Pour extraire le pétrole brut, on fore un puits avec un derrick (figure 6.14) ou à partir des plates-formes off shore en mer (figure 6.15). On pompe le pétrole brut avec des pompes à balancier (figure 6.13). Le pétrole brut ainsi extrait est ensuite amené dans un appareil servant à le distiller : la colonne de fractionnement (figure 6.16). Chaque niveau est à une certaine température et correspond à un hydrocarbure particulier.
Beaucoup de matières plastiques sont issues du naphta… qui doit encore être transformé plusieurs fois (polymérisation par distillation, craquage catalytique…) pour former une matière plastique en granulés qui sera ensuite mise en forme par moulage (injection, thermoformage…).

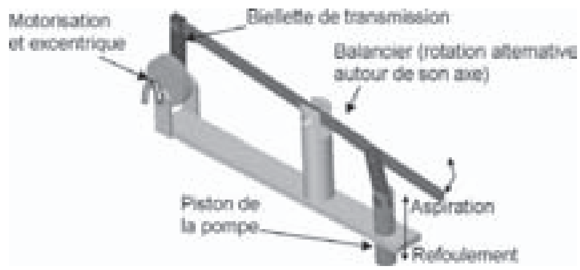


Figure 6.13 – Pompe à balancier.

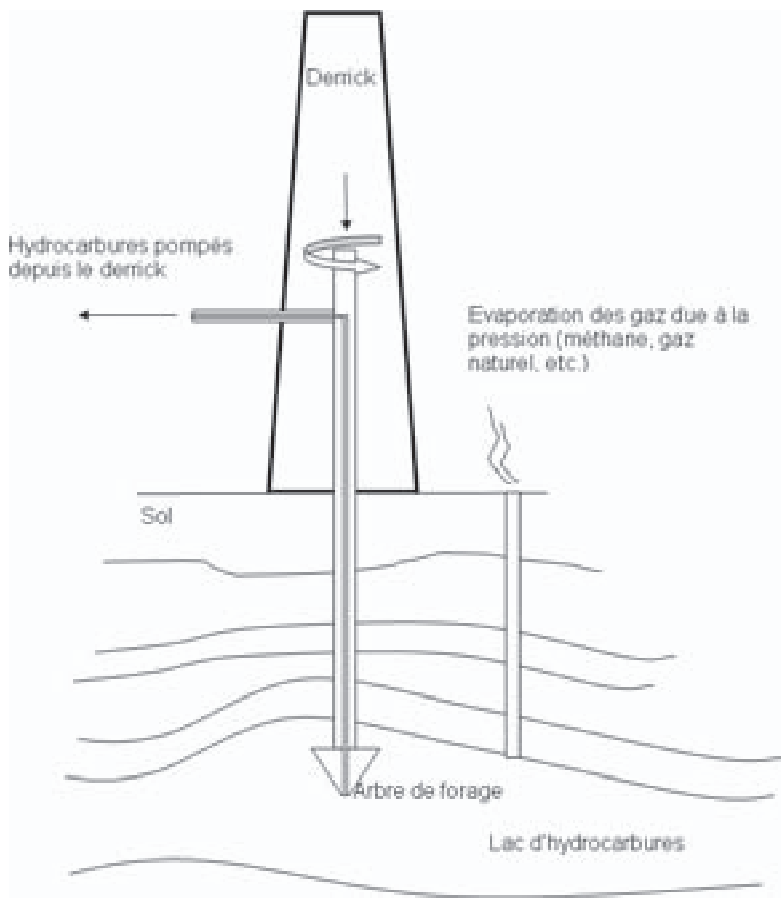


Figure 6.14 – Derrick.



Figure 6.15 – Plate-forme pétrolière en réparation près de Cromarty, en Écosse, destinée à extraire le pétrole en mer du Nord.

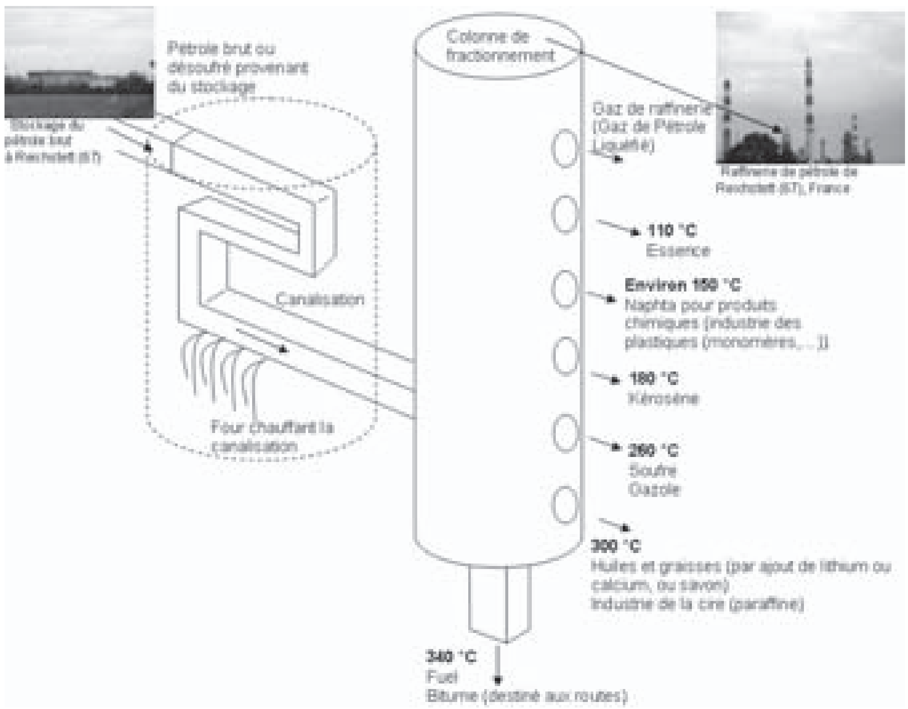


Figure 6.16 – Raffinerie de pétrole (Société des pétroles Shell).

Pour réaliser des matières plastiques, on peut aussi utiliser du bois (cellulose), du charbon (goudron de houille) ou des graisses animales (suif et saindoux) ou des matières minérales telles que la silicone ainsi que les céréales Ces dernières sont notamment développées pour leur caractère écologique car elles sont biodégradables.
Il y a deux grandes familles de plastiques :

- Les **thermoplastiques** (tous les plastiques sauf le phénoplaste, l'époxyde, le polyester et le polyuréthane) : ils sont injectés, extrudés, thermoformés à chaud puis refroidissent dans le moule. L'avantage de ces polymères réside dans le fait qu'on peut les rendre liquides et solides comme on veut. Leur recyclage est donc possible.
- Les **thermodurcissables** (le phénoplaste, l'époxyde, le polyester et le polyuréthane) : ils sont chauffés dans le moule. Leur cuisson entraîne leur durcissement. Les thermodurcissables tiennent très bien la chaleur, cependant, ils brûlent à partir d'une certaine température. Ils sont donc difficilement recyclables.

Les matières plastiques présentent un très bon rapport résistance/masse volumique, ce qui en fait un matériau de choix pour beaucoup d'applications nécessitant la diminution de la masse.
La **masse volumique** des plastiques varie ainsi de **1 000 à 2 000 kg/m^3**.

On peut enfin remarquer que chaque niveau de la colonne de fractionnement nous donne un produit différent. Ainsi, la cire est récupérée dans la colonne, mais aussi le bitume nécessaire pour fabriquer l'enrobé pour les chaussées automobile (figure 6.17).

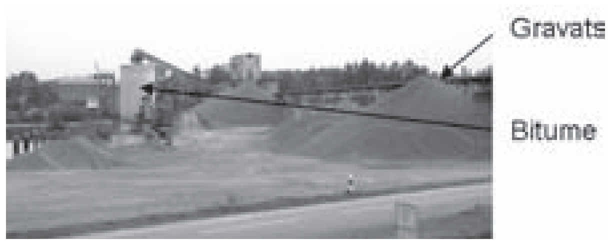


Figure 6.17 – Gravière et fabrication de l'enrobé, à Freistett en Allemagne.

Remarque sur la fabrication du caoutchouc

Le caoutchouc est fabriqué de deux manières différentes :

- méthode naturelle : on met en œuvre une culture d'Hévéa, arbre d'Amérique du Sud dont la sève, nommée isoprène, est recueillie puis traitée ;
- méthode synthétique : on utilise le pétrole ou on réalise le craquage de l'alcool de pommes de terre pour obtenir du butadiène ;

La deuxième méthode offre un rendement beaucoup plus intéressant. En effet, avec un hectare de culture de pommes de terre ou d'Hévéas, on obtient 750 kg de caoutchouc artificiel contre 360 kg de caoutchouc naturel.

On utilise surtout ces produits pétroliers pour fabriquer le caoutchouc.

Tableau 6.4 – Désignation des caoutchoucs et élastomères.

Abréviation	Nom
BR	Polybutadiène
CR	Polychloroprène (Néoprène®, Perbunan C®) (très répandu pour les joints d'étanchéité)
EPDM	Terpolymère d'éthylène, de propylène et d'un diène
EPM	Copolymère d'éthylène et de propylène (Dutral®)
EVM, EVA	Copolymère d'éthylène et d'acétate de vinyle
FKM	Polymère d'hydrocarbure fluoré (Viton®, Kel-F®, Kalrez®)
FVMQ	Fluorosilicones
IIR	Copolymère isobutylène et isoprène (Butyl)
NBR	Copolymère de butadiène et d'acrylonitrile (Perbunan N®) (nitrile)
NR	Polyisoprène (caoutchouc naturel)
PNR	Polynorborène
PUR	Polyuréthanes
PVMQ	Méthylsilicone avec groupes phényle et vinyle
SBR	Copolymère de styrène et de butadiène (très répandu pour les pneus)
SI, PSI, VSI, PVSI, VMQ	Polymère de diméthylsiloxane (silicone)
XIIR	Caoutchouc butyl halogéné

Tableau 6.5 – Désignation des matières plastiques.

Abréviation	Matière	Utilisations et domaines d'application
Thermoplastiques		
ABS	Acrylonitrile butadiène styrène	Coque (électroménager) –40 °C à +85 °C Usage micro-onde
CA	Acétate de cellulose	
CAB	Acétobutyrate de cellulose	
CFE	Chlorofluoréthylène	
EPDM	Éthylène propylène diène monomère	
EPM	Éthylène propylène monomère	
MBS	Méthacrylate butadiène styrène	
PA	Polyamide (PA6/6 ou PA11…) (Nylon®)	Pièces d'électroménager, joints –30 °C à +80 °C Usage micro-onde
PBT	Polybutylène téréphtalate	Balai d'essuie-glace arrière, aile avant de voiture combiné avec PPO ou PPE, protection et isolation des transformateurs
PC	Polycarbonate	Verre de lunettes, pare-brise de scooter, appareillage d'optique –100 °C à +135 °C Usage micro-onde
PE	Polyéthylène (voir High Density PE et Low DPE)	Sacs plastiques, bouteilles pour les boissons
PEE	Polyéthylène expansé	
PES	Polyéthersulfone	
PET	Polyéthylène téréphtalate	Bouteilles d'eau
PFE	Polyfluoréthylène	
PMMA	Polyméthacrylate de méthyle	Phares, pare-brise –40 °C à +85 °C Usage micro-onde
POM	Polyoxyméthylène (ou polyacétal ou polyformaldéhyde)	Corps et capuchon de flacon de parfums ou d'aérosols –40 °C à +90 °C
PP	Polypropylène	Bouteille de lait et shampoing –40 °C à +100 °C Usage micro-onde
PPO	Polyoxyde de phénylène	Aile avant de voiture
PPS	Polysulfure de phénylène	Équipement électrique résistant à la chaleur
PS	Polystyrène	Emballage alimentaire, pots de yaourt, barquettes de fruits –10 °C à +70 °C Usage micro-onde
PSC	Polystyrène choc	

Tableau 6.5 (suite) – Désignation des matières plastiques.

Abréviation	Matière	Utilisations et domaines d'application
PTFE	Polytétrafluoroéthylène (Téflon®)	Revêtement antiadhésif sur les ustensiles de cuisine –200 °C à +260 °C Usage micro-onde
PVB	Butyral de polyvinyle	
PVC	Polychlorure de vinyle	Films pour le conditionnement des aliments –20 °C à +80 °C Usage micro-onde
SAN	Styrène acrylonitrile	Coque (électroménager) –20 °C à +85 °C Usage micro-onde
Thermodurcissables		
EP	Polyépoxyde	Enrobage des circuits électriques, pales d'hélicoptère
PF	Phénoplaste (Bakélite®)	Liant pour les fibres de verre, pour les contreplaqués en bois, amiante
UP	Polyester	Mobilier urbain
PUR	Polyuréthane (ou polyuréthanne)	Joint de dilatation, engrenages

Exercice type

Le système étudié est un disque dur de micro-ordinateur.

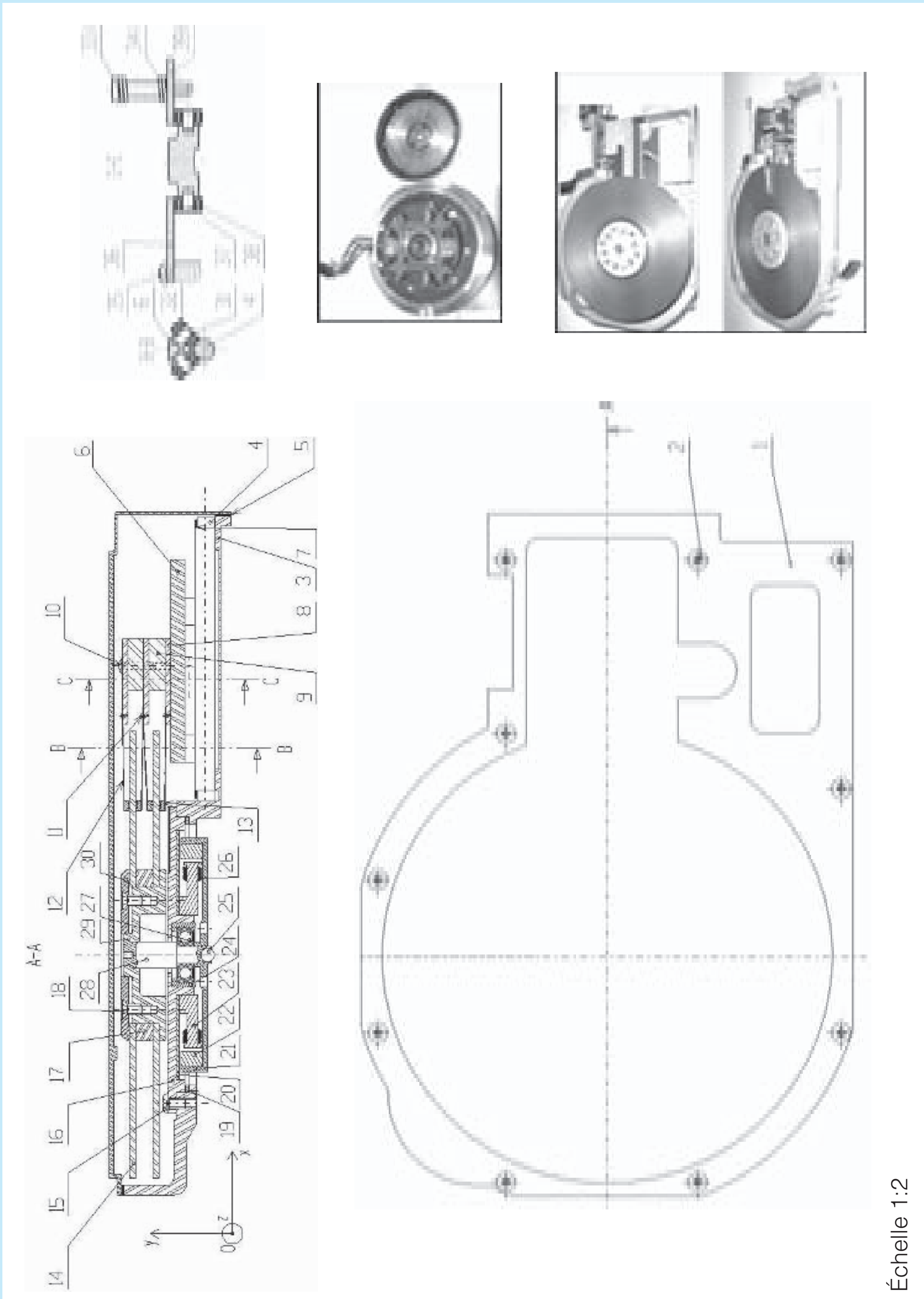


Figure 6.18 – Plan d'ensemble du disque dur.

Tableau 6.6 – Nomenclature du disque dur.

Rep.	Nbre	Désignation	Matière	Observations
39	1	Plaque de guidage	X 5 Cr Ni 18-10	Frittée et polie
38	2	Roulement à billes		
37	2	Axe	C30	
36	1	Plaque de guidage	X 5 Cr Ni 18-10	Frittée et polie
35	2	Vis CBLZ M3-8	C30	
34	1	Ressort	C60	
33	1	Vis	C30	
32	4	Roulement à billes		
31	4	Axe	C40	
30	1	Rondelle	EN AW 2017 [Al Cu 4 Mg]	
29	1	Porte disque	EN AW 2017 [Al Cu 4 Mg]	
28	1	Axe	C50	
27	1	Roulement 625 2Z		
26	4	Bobine de stator	Cu-ETP	
25	1	Bille ϕ4	C50	
24	1	Corps de roulement	C50	
23	1	Stator	C40	
22	6	Aimant	Ferrite au cobalt	Fritté
21	1	Rotor	C50	Chromé
20	1	Circuit imprimé	C50	
19	1	Joint	PA 11	
18	6	Vis FZ M3-6	Al Fe 20	
17	1	Entretoise de disque	EN AW 2017 [Al Cu 4 Mg]	
16	1	Couvercle porte-moteur	EN AW 2017 [Al Cu 4 Mg]	
15	3	Vis CBLZ M3-5	C30	
14	2	Disque	Al 99,9	
13	4	Tête de lecture	X5 Ni Cr Mo 10-8	Polie
12	3	Support de tête	EN AW 7049 [Al Zn 8 Mg Cu]	
11	6	Vis CS M0,7-1,2	C30	
10	1	Vis CBLZ M2-14	C30	
9	2	Entretoise de tête de lecture	EN AW 2017 [Al Cu 4 Mg]	
8	3	Plaque	EN AW 2017 [Al Cu 4 Mg]	
7	2	Bride du guide	C40	
6	1	Chariot	EN AW 2017 [Al Cu 4 Mg]	Moulé
5	1	Joint	PA 11	
4	1	Guide aimanté ϕ6	X5 Cr Ni Co 18-10-10	Polie
3	1	Corps de disque dur	Al Si 10 Mg	Moulé
2	10	Vis de sécurité M3-6	C30	Zinguée
1	1	Couvercle	EN AW 2017 [Al Cu 4 Mg]	Anodisé

Complétez le tableau 6.7 pour le disque dur représenté figure 6.18.

Tableau 6.7 – Exercice matériaux.

	Pièce 26	**Pièce 5**	**Pièce 4**	**Pièce 1**
Nom de la pièce				
Fonction de la pièce				
Matière				
Couleur du matériau de la pièce				
Ferromagnétiques				
Décodage de la désignation normalisée du matériau				
Masse volumique (= masse/volume)				
Type de hachures utilisées pour les coupes des pièces sur les dessins (voir dessin ou ressource)				
Matériau isolant ou conducteur électrique ?				
Bonne résistance aux déformations ? (Très bonne, bonne ou mauvaise)				
Pourquoi a-t-on choisi cette matière (voir la fonction citée ci-dessus)				

Reportez-vous aux réponses page 344.

Pour aller plus loin

Identifiez la nature d'un matériau, décodez sa désignation et justifiez l'emploi d'un matériau pour une fonction technique donnée à partir du plan d'ensemble de l'injecteur diesel.

Voir aussi : batteur Minor Moulinex, presse-agrumes, plate-forme élévatrice, disque dur, canon de perçage.

Activités sur Internet :

http://www.listepgm.org – http://www.otua.org – http://www.machine-outil.com – http://soleildacier.ouvaton.org – http://www.soudeur.com/default.asp

Procédés d'obtention des pièces

7

Plan

Compétences visées : L6, E2, A3, A7

Les hommes doivent transformer les matériaux pour les utiliser. De la valeur ajoutée du procédé d'obtention dépend la qualité de finition de l'objet. Les hommes préhistoriques taillent les pierres avec d'autres pierres ou du bois. Les hommes du Néolithique travaillent le métal à l'aide de la chaleur, du martèlement, du point de fusion des matériaux. Le forgeage et le moulage datent probablement de cette époque.
Joseph de Vaucanson invente le tour parallèle en 1751. La révolution industrielle, en se servant des acquis du XVIIIe siècle, impose des procédés de transformation de la matière de plus en plus sophistiqués pour améliorer les machines de production.
Par exemple, suivant les fonctions à assurer, les pièces d'un alternateur sont fabriquées avec un procédé particulier (figure 7.1).

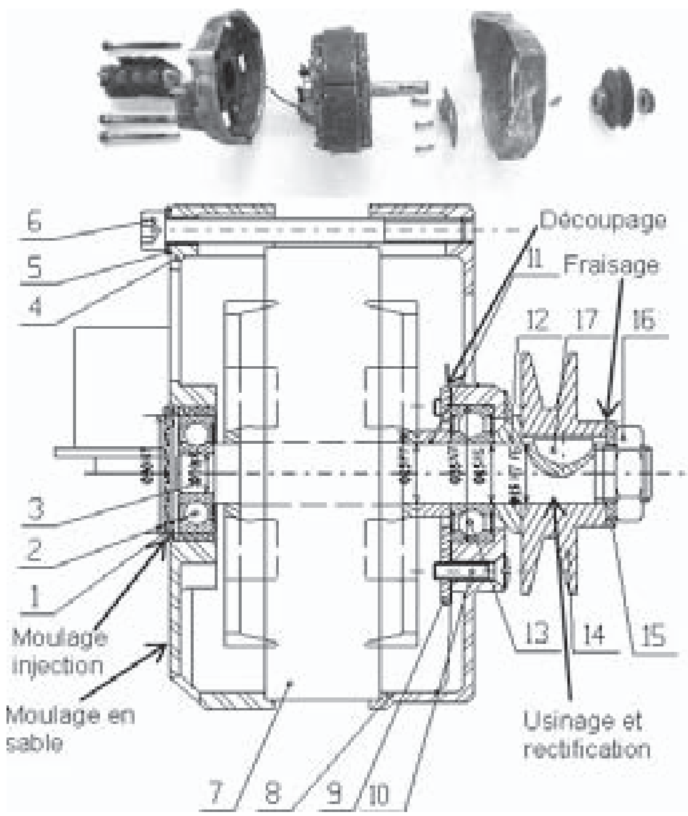


Figure 7.1 – Alternateur.

7.1 Frittage et métallurgie des poudres

Une pièce frittée est réalisée à partir d'une poudre. La poudre est comprimée dans une matrice dont l'empreinte correspond à la forme de la pièce. À ce stade, la pièce est très

fragile. On la chauffe ensuite dans un four. Les atomes se réorganisent par diffusion et font durcir considérablement la pièce qui possède alors une grande dureté (figure 7.2).
Les pièces frittées sont caractérisées par **une grande précision et une grande dureté**.
Par exemple, considérons la pièce tubulaire à réaliser suivante (figure 7.2).

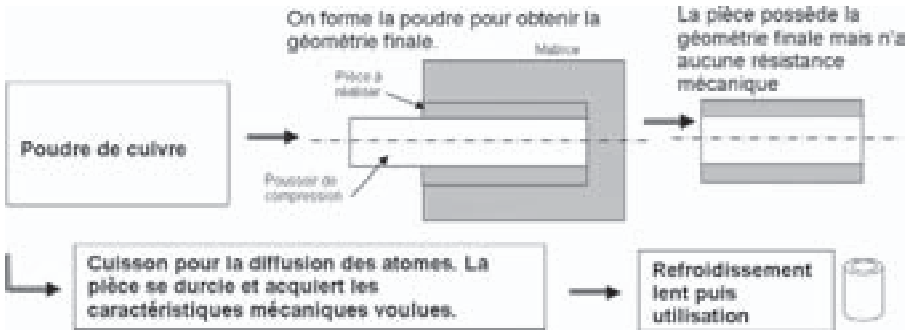


Figure 7.2 – Frittage.

Applications : outils de précision pour l'usinage, paliers en bronze frittés.

7.2 Forgeage

Une pièce forgée se reconnaît généralement à son aspect extérieur. Elle est caractérisée par un plan médian (bavure du forgeage). On peut forger les métaux à chaud ou à froid (acier, cuivre, aluminium…). Seules les fontes ne se forgent pas.

7.2.1 Forgeage libre

Les marteaux-pilons frappent librement sur une pièce, sans lui donner nécessairement une forme particulière.

7.2.2 Matriçage ou estampage

On forge avec des matrices donnant forme à la pièce (par exemple, matrice 32 Ni Cr Mo 12 traitée).
Les différentes phases pour obtenir une pièce par estampage sont (figure 7.3) :

- arrivée d'un lopin (chaud ou froid) ;
- estampage ébauche ;
- estampage finition ;
- ébarbage.

Lors de l'estampage, la colonne de la presse est poussée par l'huile et déforme le lopin dans les gravures des matrices. La matière résiduelle se glisse dans le logement de bavure.
En général, la matrice contient la forme d'ébauche et la forme de finition.
D'autres opérations peuvent être mises en place suivant la pièce à obtenir (dégorgeage, parage…). Les matières plastiques peuvent aussi être forgées.
Pratiquement, le forgeage augmente les dislocations coins au sein de la matière par écrouissage, ce qui améliore la résistance mécanique des pièces forgées.
La précision est de l'ordre de ±0,5 mm. La rugosité R_a vaut 1,6 pour le matriçage à froid, et 3,2 pour le matriçage à chaud.

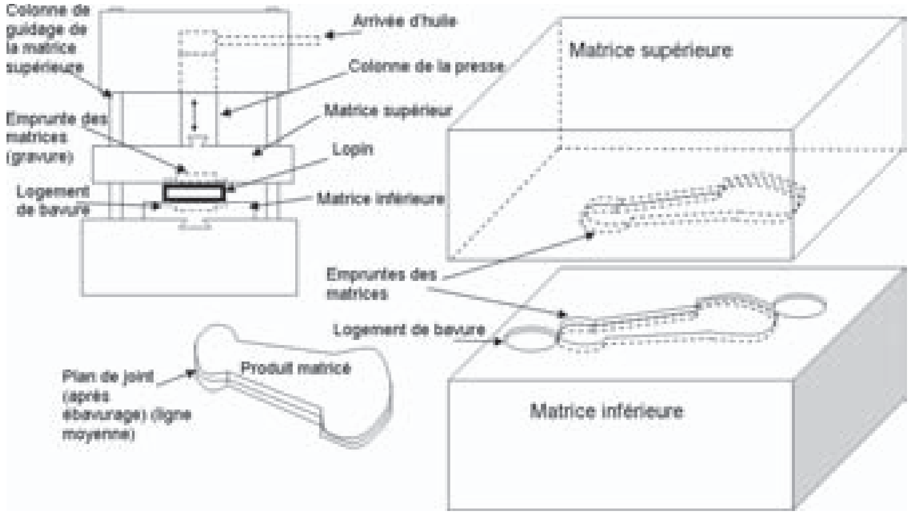


Figure 7.3 – Matriçage.

Exemples d'application de pièces estampées : ciseaux, clés, vilebrequins en acier pour automobiles, couteaux…

Les figures 7.4 et 7.5 donnent des exemples : piston forgé, bielle forgée.

Les billes des roulements sont aussi forgées.

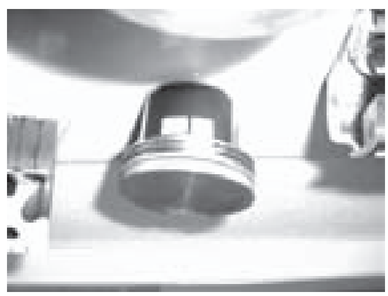


Figure 7.4 – Piston forgé.

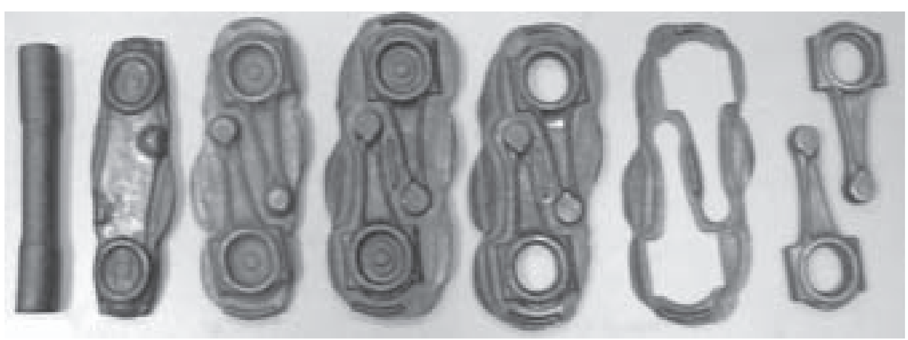


Figure 7.5 – Bielle forgée.

7.2.3 Emboutissage

L'emboutissage est un travail à froid qui consiste à obliger une pièce d'épaisseur faible à prendre la forme désirée (figure 7.6).

Exemple de pièces embouties : portières d'automobile, cage des roulements à billes.

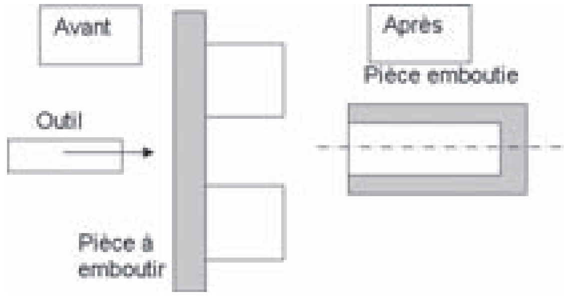


Figure 7.6 – Emboutissage.

7.3 Chaudronnerie

La chaudronnerie est un terme générique pour désigner les opérations suivantes à froid sur les métaux : le débit, le traçage, le formage et l'assemblage.

7.3.1 Débit

Il existe plusieurs procédés pour couper du métal : **oxycoupage** avec de l'oxygène et de l'acétylène (oxygène de coupe), **découpage au plasma d'arc** avec de l'air comprimé et un arc électrique (figure 7.7), **cisaillage** (figure 7.8) avec cisailles, cisailles à lame courte, encocheuses ou poinçonneuses et tronçonnage.

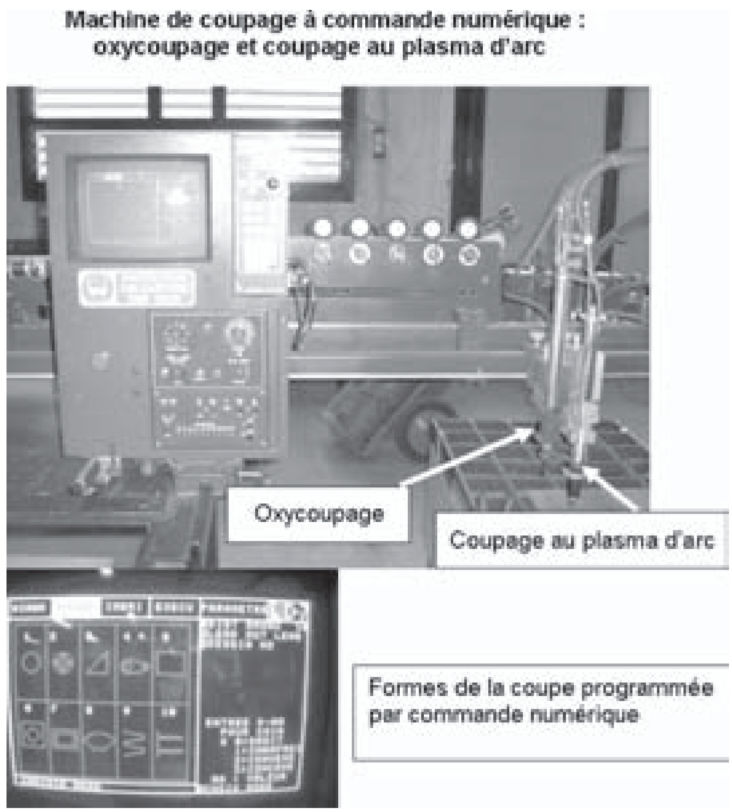


Figure 7.7 – Oxycoupage et coupage au plasma d'arc.

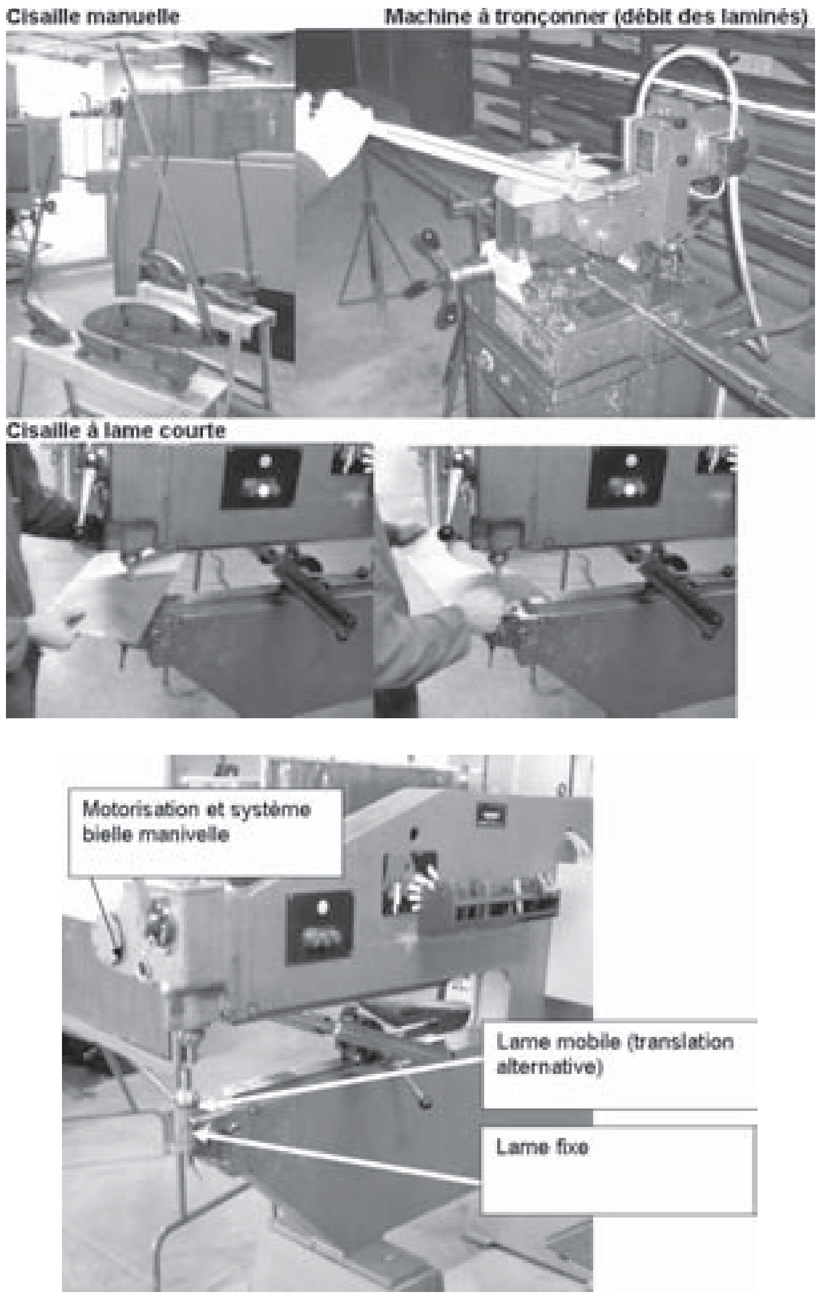


Figure 7.8 – Débits.

7.3.2 Traçage

Les formes sont tracées sur la matière avant formage et assemblage par pointage.

7.3.3 Formage

Il existe deux types de déformation :

- le **roulage**, c'est-à-dire la création d'un tube à partir d'une tôle sur une machine à rouler (figure 7.9) ;
- le **pliage** où on oblige la matière à prendre la forme désirée ; la plieuse peut être numérique ou manuelle (figures 7.10 et 7.11).

Dans tous les cas, la déformation se fait à froid, et la taille des pièces conditionne la taille des machines. Les pièces d'épaisseur importante ne peuvent pas être pliées par toutes les machines.

Bien souvent, un recuit de recristallisation est mis en place après la déformation pour régénérer les grains de la matière affaiblie par l'opération. C'est notamment le cas pour le cuivre. Un recuit est indispensable si l'on désire le retravailler après ou le consolider. La précision est de l'ordre de ± 0,5 mm/m et 2° angulaire.





Figure 7.9 (à gauche) – Machine à rouler : réalisation de tubes cylindriques à partir d'une tôle plate.
Figure 7.10 (à droite) – Plieuse manuelle.

a)
b)
c)

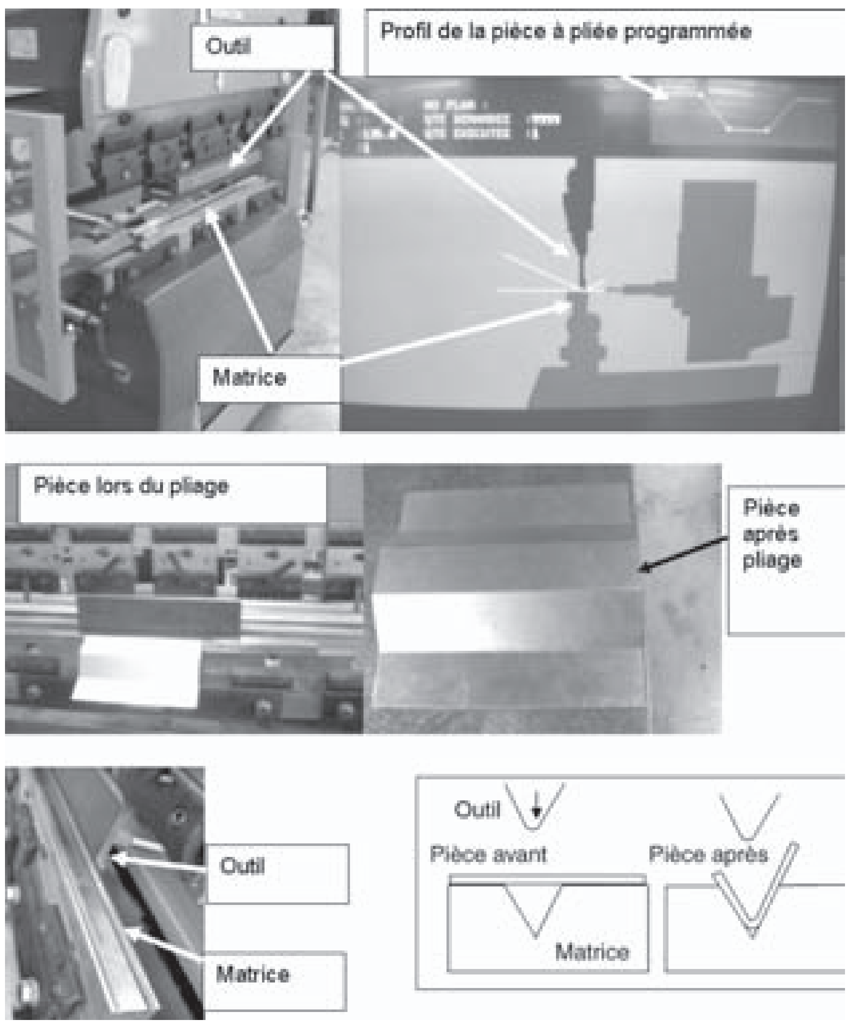


Figure 7.11
(a) Plieuse à commande numérique.
(b) Pièce pliée.
(c) Outil.

7.3.4 Assemblage

L'assemblage se fait par soudage, vissage ou rivetage (voir chapitre 17).

7.4 Électroérosion

Ce procédé de mise en forme est extrêmement coûteux, et donc son utilisation est rationnelle dans les entreprises. La fabrication des moules pour la fonderie nécessite souvent l'utilisation de l'électroérosion.

Principe : une électrode en cuivre ou en graphite érode la pièce à fabriquer grâce à une forte énergie électrique (figure 7.12).

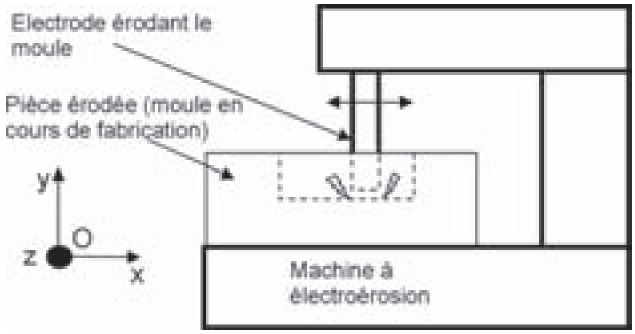


Figure 7.12 – Électroérosion.

On peut aussi utiliser cette machine avec un fil plutôt qu'avec une électrode. Ainsi, on pourra réaliser le contour d'une matrice pour le découpage en chaudronnerie.

7.5 Fonderie

Les pièces moulées sont caractérisées par un plan de joint (plan de contact entre les deux parties du moule, le plan de joint est souvent visible sur les pièces) par des congés au lieu des arêtes vives, par des épaisseurs de pièce constantes, par des nervures, par des dépouilles permettant un bon démoulage (figure 7.13).

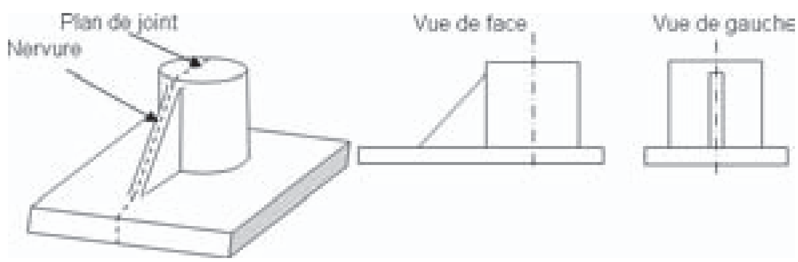


Figure 7.13 – Pièce moulée.

Les pièces moulées peuvent être en acier, en fonte, en aluminium. Elles sont principalement utilisées comme couvercle, carter, bâti de machine, bloc moteur pour les voitures…

7.5.1 Moulage en sable

L'empreinte de la pièce dans le sable du châssis est réalisée grâce à un modèle en bois ou résine vernie. Le noyau (en sable ou métallique) réalisera la forme intérieure. L'épaisseur de la pièce doit être régulière (8 mm environ), sinon il peut y avoir des criques sur les arêtes de la pièce (retrait de matière non désiré) et retassures dans la matière (manque de matière à l'intérieur de la pièce).
On referme les châssis avec les pieds de positionnement. On coule le métal en fusion à l'aide d'une louche dans le trou de coulée du châssis supérieur. Les évents laissent les gaz s'échapper lors de cette opération (figure 7.14).

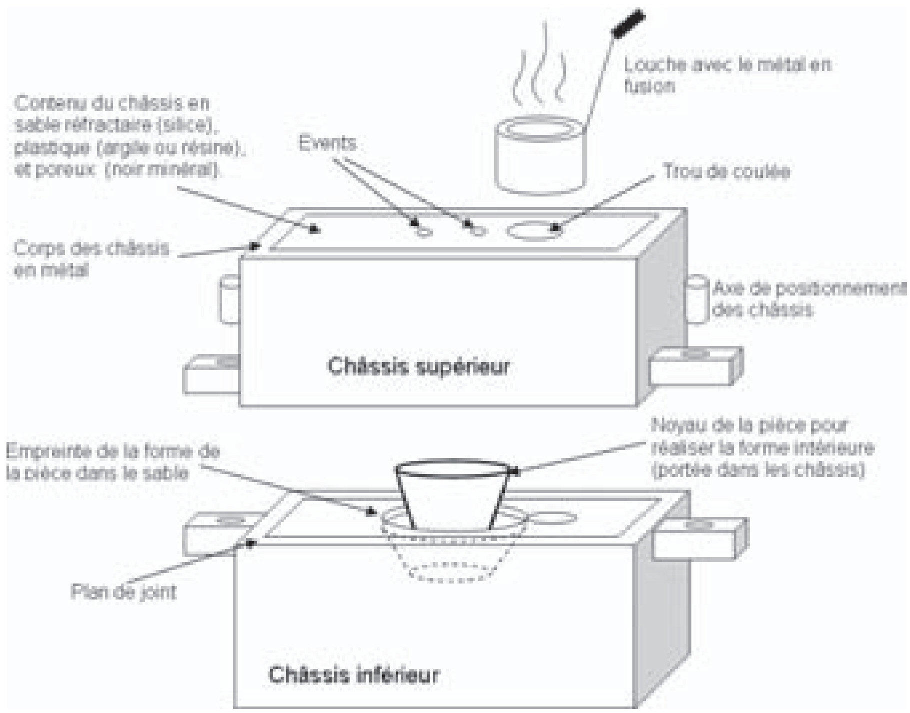


Figure 7.14 – Moulage en sable.

Une fois que le métal a refroidi dans le moule, on casse le moule et on récupère la pièce. L'opération d'ébarbage consiste à enlever les évents où le métal a pu se glisser et le trou de coulée (figure 7.15).
Généralement, le moulage au sable est réalisé pour les productions unitaires ou en petites séries, car on est obligé de créer un moule et de le casser à chaque opération. La coulée peut se faire de manière manuelle ou automatique
Ce procédé convient particulièrement aux pièces de grandes tailles (hélice de bateau).
La précision est de l'ordre de ± 0,6 %. La rugosité approximative R_a est de 6,3.



Figure 7.15 – Ébarbage d'une pièce moulée.

7.5.2 Moulage en coquille

Pour ce procédé de moulage, le moule est entièrement métallique (acier fortement allié en chrome, nickel, molybdène…). Les moules métalliques sont réalisés le plus souvent par électroérosion.
Deux procédés existent pour le moulage en coquille :

- **sous pression** (figure 7.16) : un piston injecte le métal en fusion dans le moule métallique. Le moule et les noyaux peuvent resservir plusieurs fois. Ce procédé donne une meilleure précision des pièces que le moulage au sable. Son coût de revient important le fait réserver aux grandes séries. La précision est de l'ordre de ± 0,3 %. La rugosité approximative R_a est de 3,2 voire 1,6 ;
- **par gravité** : le système est analogue au moulage au sable, sauf que le moule est métallique. Ce procédé est employé en général pour les petites et moyennes séries.

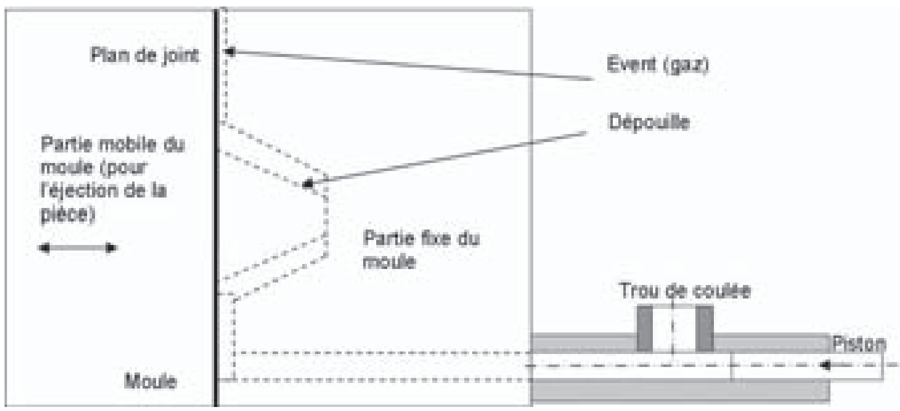


Figure 7.16 – Moulage en coquille sous pression.

7.5.3 Moulage à la cire perdue

Utilisé pour les grandes séries, le moulage à la cire perdue est un moulage de précision pour les pièces de taille petite et moyenne.
Il se fait en plusieurs étapes (figures 7.17 et 7.18) :

- élaboration de plusieurs modèles de la pièce en cire ou en résine ;
- création d'une grappe de modèle que l'on enduit d'un revêtement réfractaire (c'est-à-dire résistant aux fortes températures) ;
- mise en place de la grappe dans un châssis contenant un sable fin spécial ;
- chauffage du châssis pour durcir le sable constituant l'empreinte du moule, d'où l'élimination la cire ;
- coulée du matériau (acier, fonte, aluminium…) ;
- extraction de la grappe de pièces en cassant le moule.

La figure 7.18 donne un exemple de piston moulé à la cire perdue.
La précision est de l'ordre de ± 0,2 %. La rugosité R_a est de 1,6 voire 0,8.

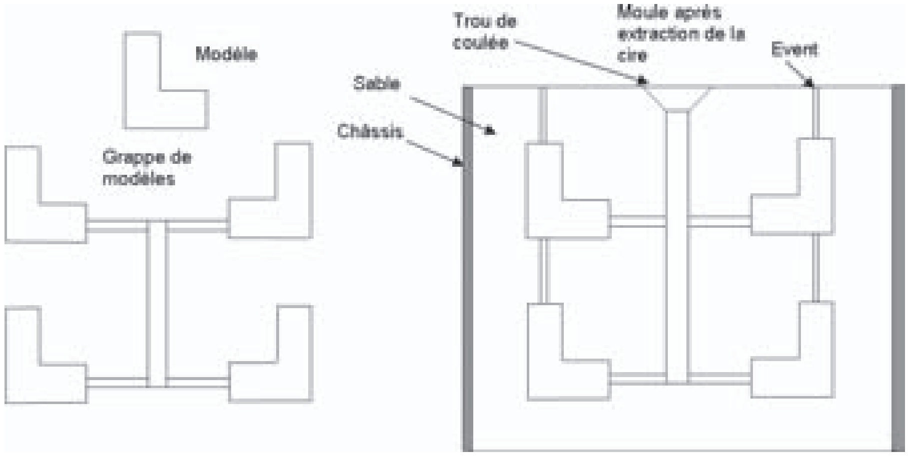


Figure 7.17 – Moulage à la cire perdue.

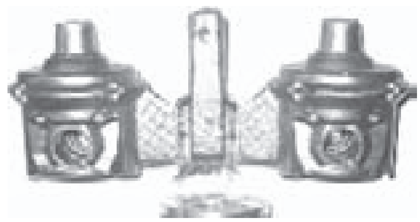


Figure 7.18 – Pistons moulés.

7.5.4 Moulage en carapace

Les modèles sont métalliques. On chauffe un sable constitué d'un lien résineux sur le modèle. Puis, on coule le métal dans le moule ainsi obtenu.

7.5.5 Moulage des matières plastiques

Moulage par injection

Une vis tourne et injecte la matière en fusion (figure 7.19). Le vérin comprime ensuite le polymère dans le moule. Les deux parties du moule se désolidarisent alors pour laisser tomber la pièce refroidie. Ce procédé convient pour les thermoplastiques et les thermodurcissables (figure 7.20).

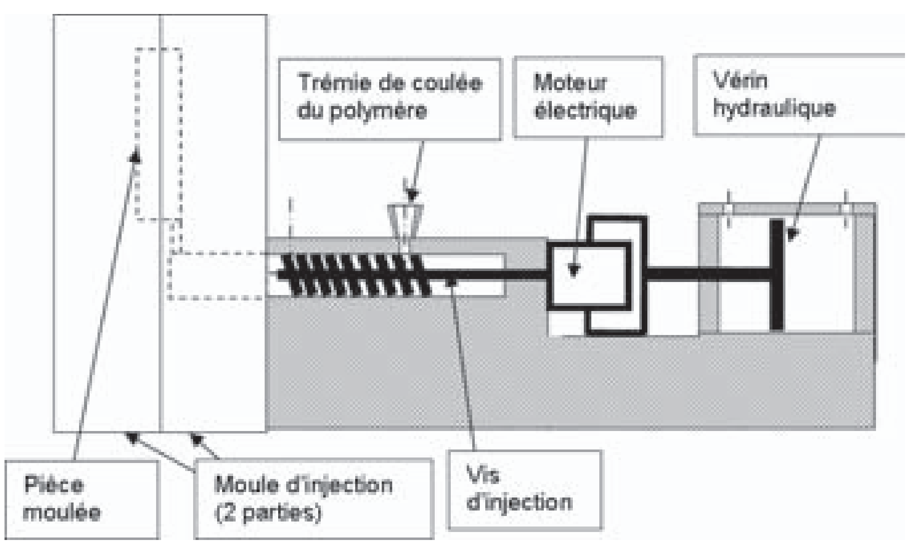


Figure 7.19 – Moulage par injection.



Figure 7.20 – Pièces injectées pour presse-agrumes (Conservatoire Seb).

Moulage par extrusion

Une vis sans fin force le plastique en fusion dans la filière (figure 7.21). Celle-ci donne la forme du profilé souhaité. Ce procédé convient uniquement pour les thermoplastiques.

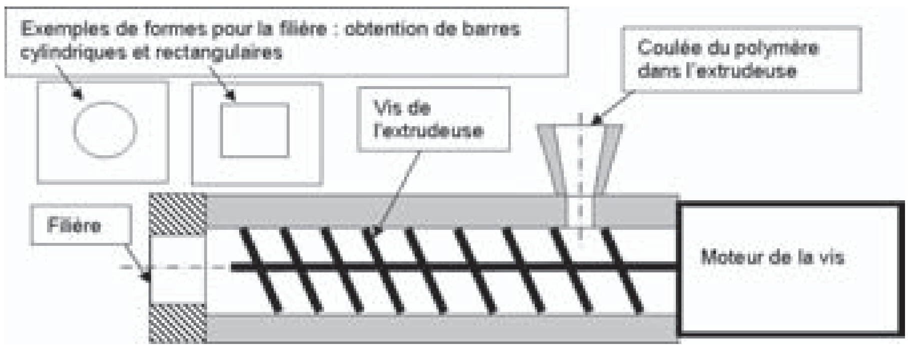


Figure 7.21 – Extrusion.

Thermoformage

On chauffe une plaque de plastique sur un modèle possédant l'empreinte (figure 7.22). Avec la chaleur, la plaque prend la forme du modèle. Ce procédé convient pour les thermoplastiques et les thermodurcissables.

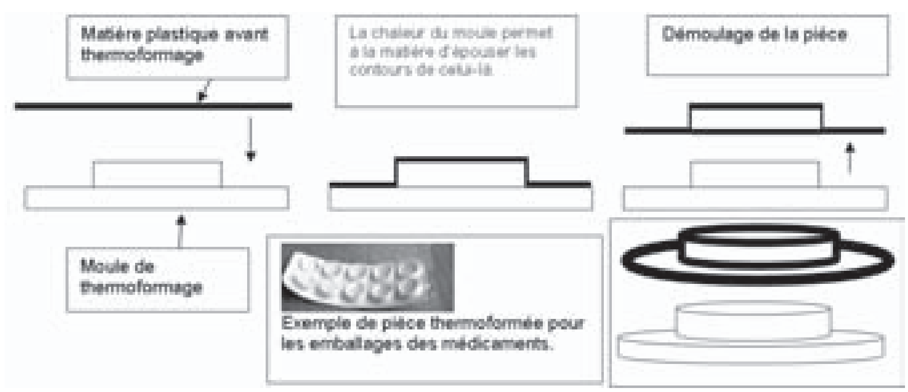


Figure 7.22 – Thermoformage.

Soufflage

Une buse vient souffler dans la matière plastique chaude pour la forcer à prendre les contours du moule (figure 7.23).

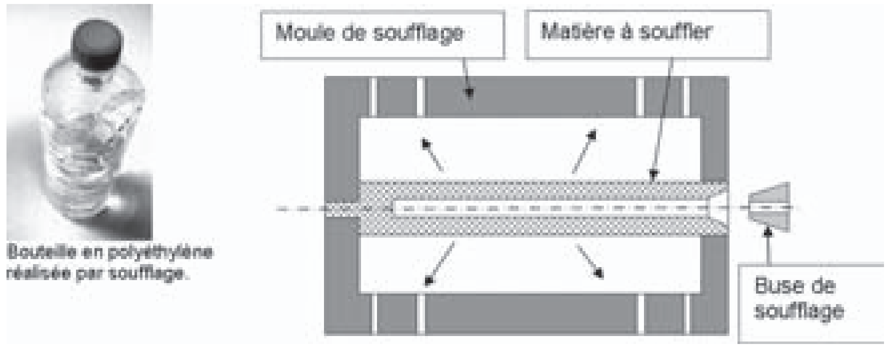


Figure 7.23 – Soufflage.

Calandrage

Ce procédé est utilisé pour réaliser des plaques en thermoplastique de grande surface. Le plastique chaud passe entre une batterie de plusieurs rouleaux.

Moulage au contact

Ce procédé est utilisé pour réaliser des pièces en thermodurcissable ou en composite. On étale la résine sur le modèle puis on chauffe pour durcir le plastique (carrosserie automobile).

7.6 Assemblage

7.6.1 Soudage autogène et brasage (971)

Des pièces soudées ou brasées sont identifiables avant tout grâce au cordon de soudure joignant les différentes pièces.
Le soudage autogène représente l'assemblage de deux matériaux de même type avec ou sans métal d'apport.
Contrairement au soudage autogène, le brasage représente l'assemblage de deux métaux différents.
Un recuit de détente est souvent réalisé sur les aciers pour éliminer les effets de trempe superficielle dus au soudage à une température inférieure à 721 °C, suivi d'un refroidissement lent.
La figure 7.24 montre comment sont représentées des soudures sur un plan.



Figure 7.24 – Représentation des soudures sur un plan.

Soudage par point ou par effet joule (ou 21)

Deux électrodes réalisent le soudage de deux pièces grâce à un fort courant électrique qui entraîne la fusion locale des tôles (figure 7.25).

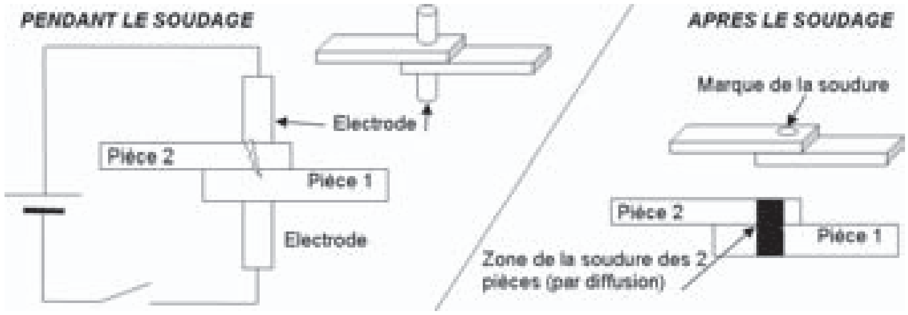


Figure 7.25 – Soudage par point.

Un essai de traction suivant ce soudage indique que ce n'est pas la soudure qui casse mais une section quelconque de la pièce 1 ou 2 (figure 7.26).

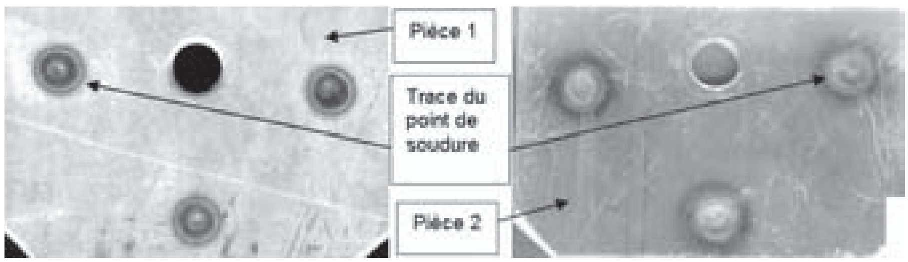


Figure 7.26 – Soudure par point.

Par exemple, la figure 7.27 montre un robot pour la soudure des armatures de portières et de la coque des voitures.

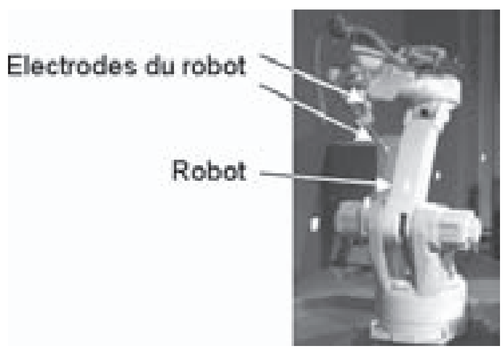


Figure 7.27 – Robot de soudure.

■ Soudage à l'arc électrique à l'électrode enrobée (ou E111)

La différence de potentiel entre l'électrode et les pièces à souder entraîne la fusion de l'électrode entre les deux pièces (figure 7.28). Ce procédé est surtout utilisé pour souder les aciers.

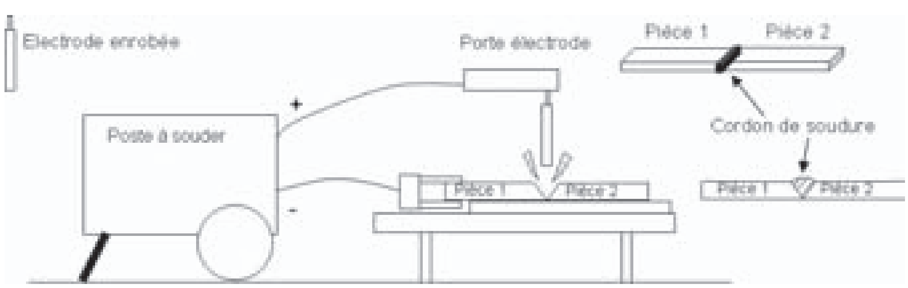


Figure 7.28 – Soudage à l'électrode enrobée.

Le cordon de soudure doit avoir une épaisseur constante et régulière en épaisseur et en hauteur pour présenter de bonnes caractéristiques d'assemblage. Sur la figure 7.29 haut, la soudure réalisée point par point ne forme pas un cordon uniforme. Sur la figure 7.29 bas (porte-bidon de vélo), le cordon de soudure reliant les pièces 1 et 2 est régulier. On aperçoit cependant à gauche une amorce de fissure.

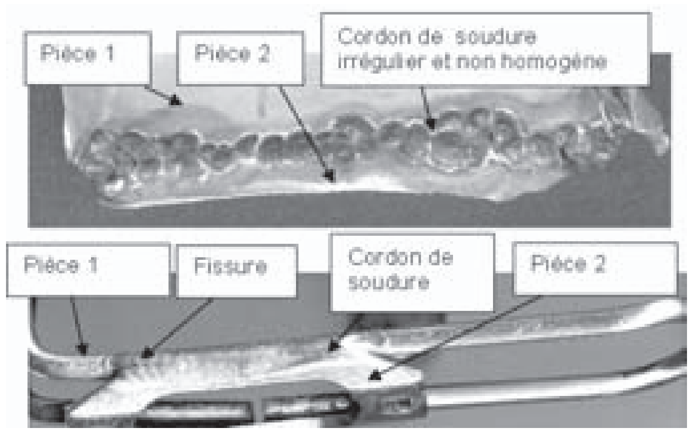


Figure 7.29 – Cordons de soudure.

■ Soudages MIG (*metal inert gaz* ou 131) et MAG (*metal activ gaz* ou 135)

Ces types de soudage, très répandus, se font sur des postes semi-automatiques (figures 7.30 et 7.31). Les soudures sont réalisées sous atmosphère inerte (MIG : argon ou hélium avec peu de CO_2) ou sous atmosphère active (MAG : le taux de CO_2 est plus important). Le gaz, actif ou inerte, conditionne la profondeur de pénétration de la soudure. Ainsi la soudure pénètre plus profondément pour le MAG que pour le MIG. Le MAG est surtout utilisé sur l'acier, la soudure est ainsi plus résistante.

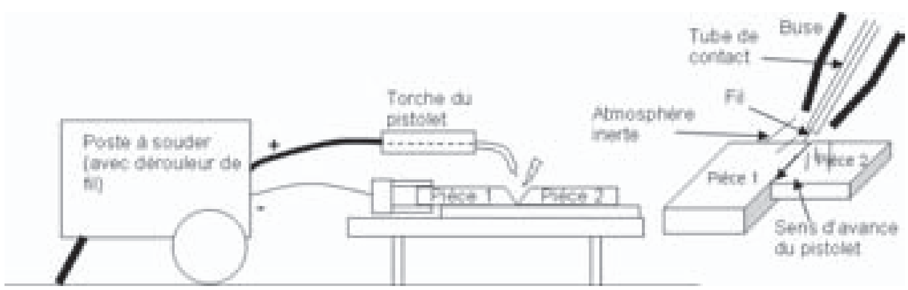


Figure 7.30 – Soudages MIG et MAG.

Le procédé MIG est applicable sur beaucoup de matériaux mais notamment sur les alliages légers et les aciers inoxydables. Cependant, il faut prendre certaines précautions pour que la soudure soit correcte. Il faut notamment éviter les soudures à l'extérieur : le vent peut modifier l'atmosphère inerte et risque d'oxyder la soudure.

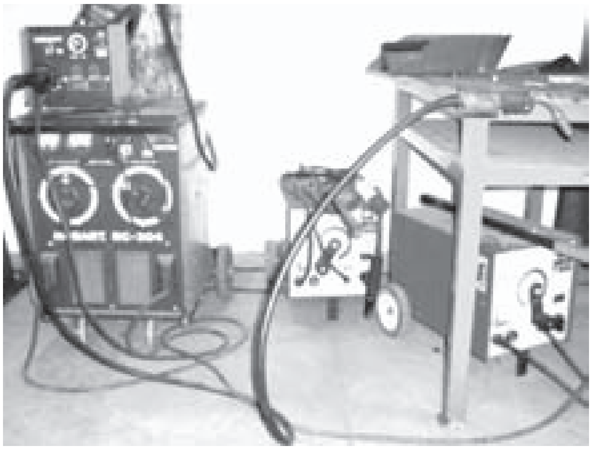


Figure 7.31 – Poste de soudage semi-automatique.

Soudage TIG (*tungsten inert gaz* ou 141)

Cette méthode de soudage est réservée aux métaux difficilement soudables par d'autres méthodes (titane, acier inoxydable, aluminium, nickel, cuivre) (figure 7.32). Elle nécessite beaucoup de précautions (sensible à l'oxydation due à l'air), et son coût de revient est élevé.
Applications : cadre en titane des vélos, aéronautique…
L'aluminium nécessitera un soudage fin, donc un diamètre d'électrode petit, ou avec une forme conique. Le soudage TIG de l'acier inoxydable se fait avec des diamètres d'électrodes plus grands, pour obtenir une meilleure pénétration de la soudure.

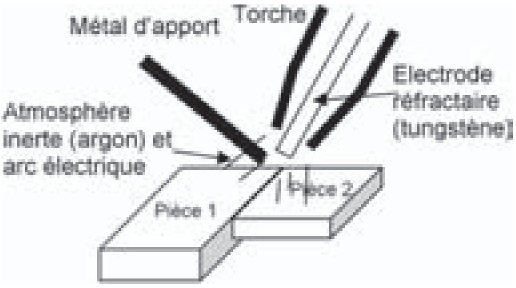


Figure 7.32 – Soudage TIG.

Soudage à la flamme oxyacétylénique (ou 311)

Il s'effectue avec une flamme et un métal d'apport (figures 7.33 et 7.34). Bien souvent, le métal d'apport est débité dans le métal servant à réaliser les pièces. En effet, ceci permet de souder exactement avec le métal choisi.

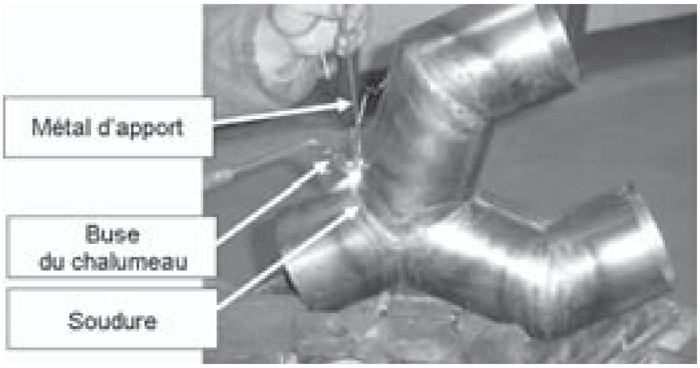


Figure 7.33 – Soudage à la flamme.

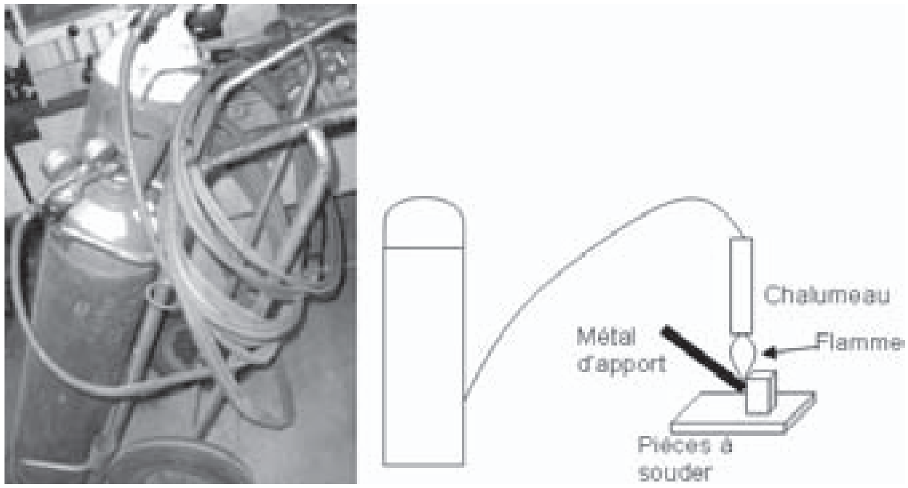


Figure 7.34 – Soudage à la flamme.

Autres types de soudages

Parmi les autres types de soudages, on peut citer le soudage par friction, par ultrasons, par bombardement électronique laser, au plasma d'arc, à l'hydrogène atomique…

7.6.2 Soudage des matières plastiques

On peut aussi souder les matières plastiques avec apport de plastique.

7.6.3 Collage

Les colles sont efficaces pour l'assemblage des matériaux. Elles représentent une alternative aux chocs thermiques infligés par la soudure aux matériaux.

7.6.4 Frettage

Le frettage est une technique d'emmanchement par dilatation des pièces. Une pièce est emmanchée en force ou par dilatation dans une autre pièce. Par exemple, un ajustement serré 30 H8s7 entre un arbre et l'alésage d'une poulie sera un assemblage fretté. La poulie transmettra son couple à l'arbre par l'adhérence du serrage des deux pièces.

7.6.5 Sertissage

Les deux pièces à assembler sont déformées l'une sur l'autre à différents endroits pour être solidaires. On dit que les pièces sont **serties**. Cette technique est très utilisée en bijouterie (on rabat la monture en métal sur la pierre).

7.7 Usinage

L'usinage est caractérisé par l'enlèvement de copeaux de la pièce usinée par l'outil. Les pièces usinées sont reconnaissables à leur état de surface et à leur précision. Les **surfaces fonctionnelles** des pièces sont usinées pour assurer le bon fonctionnement des mécanismes dans lesquels elles sont montées, cas par exemple des bagues de roulements.

Pour les opérations traditionnelles, la qualité est de l'ordre de 13 à 8 (H13, f9 par exemple) et la rugosité R_a est de 1,6.
Pour les opérations de finition, la qualité est de l'ordre de 7 à 5 (H6, f5 par exemple) et la rugosité R_a est de 0,2 à 0,1, voire 0,025 pour la superfinition.

7.7.1 Tournage

Un mandrin est entraîné en rotation par l'intermédiaire d'un moteur et d'une boîte de vitesses (figures 7.35 et 7.36). Les mors du mandrin serrent la pièce entraînée en rotation. Un outil tel qu'un foret, un outil à charioter, un outil à plaquette carbure, en général frittée, etc. coupe la matière lors de sa translation automatique.

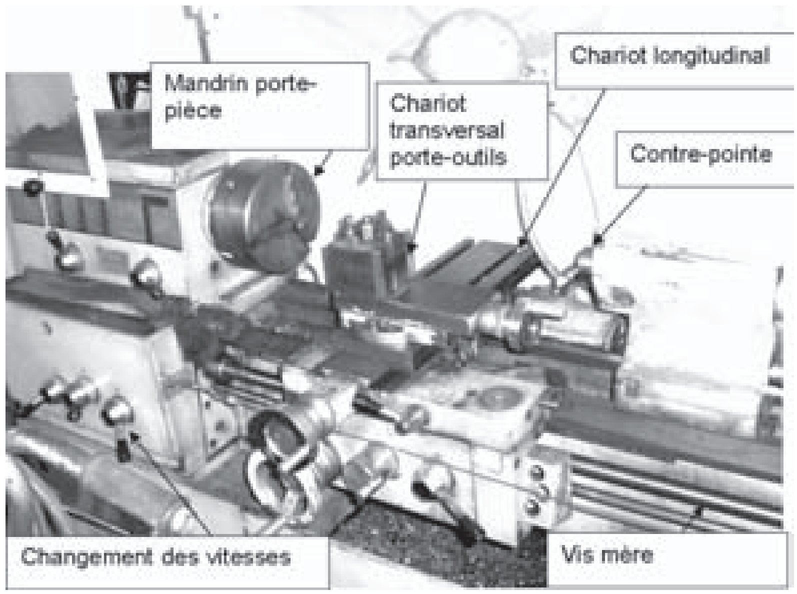


Figure 7.35 – Poste de tournage.

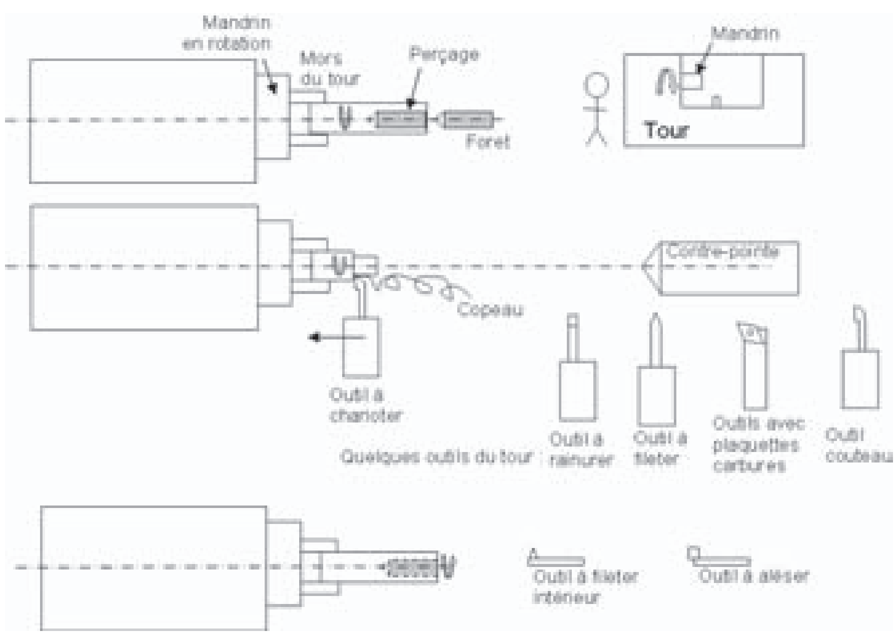


Figure 7.36 – Outils de tournage.

La figure 7.37 donne des exemples de soupapes d'automobile forgées puis usinées sur un tour.



Figure 7.37 – Soupapes forgées puis usinées.

7.7.2 Fraisage

Une fraise est animée d'un mouvement de rotation. La pièce à usiner, serrée dans un étau, est animée d'un mouvement de translation. Le contact des dents de la fraise sur la pièce engendre l'enlèvement de copeaux (figure 7.38).

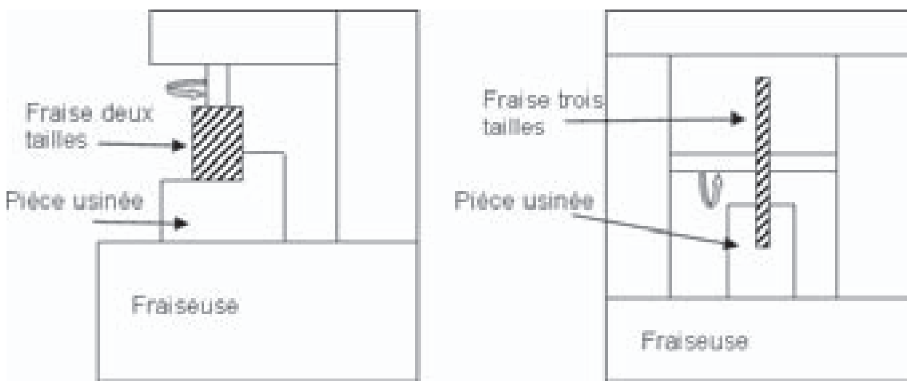


Figure 7.38 – Fraisage.

7.7.3 Perçage

Un foret, animé d'un mouvement de translation et de rotation, perce la pièce (figure 7.39).

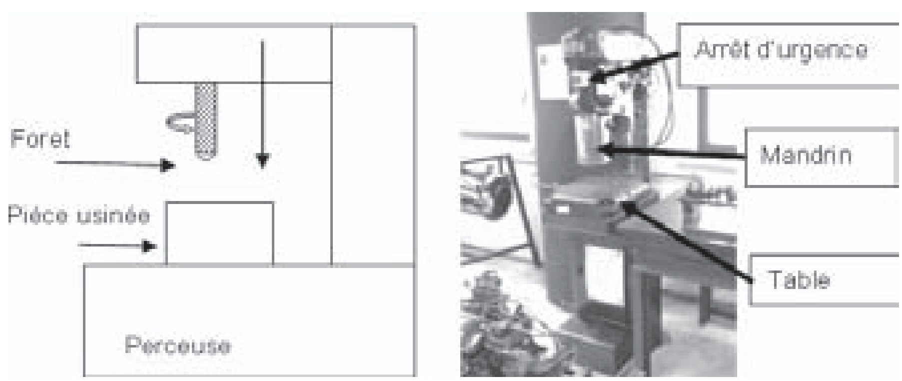


Figure 7.39 – Perçage.

7.7.4 Alésage

Après un perçage (qualité 13), on peut aléser une pièce sur une aléseuse et ainsi obtenir une qualité 9.

7.7.5 Centre d'usinage

Numériques, les centres d'usinage peuvent effectuer la majorité des opérations d'usinage avec une qualité 8 ou 9.

7.8 Finition

7.8.1 Rectification

La pièce est meulée grâce à une rectifieuse (figure 7.40). La meule est constituée d'un agglomérant (résine) et d'un abrasif (carbure de silicium ou diamant). La grosseur du grain de l'abrasif conditionne la qualité (qualité 5 ou 6) et l'état de surface. On meule par exemple les bagues et les billes des roulements.

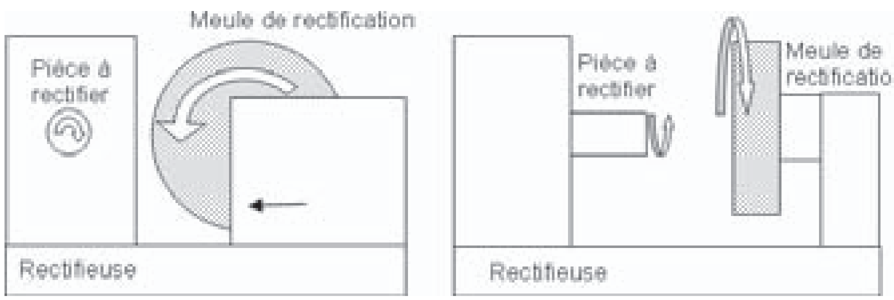


Figure 7.40 – Rectification cylindrique.

7.8.2 Rodage

Effectué souvent à la main ou sur des machines spéciales, le rodage est réalisé avec un abrasif et un lubrifiant (figure 7.41). On obtient une qualité 5 et les pièces ont un aspect poli (miroir). Le rodage des pièces doit leur conférer de bonnes propriétés d'étanchéité, de précision… par exemple, pour les soupapes d'un moteur d'automobile.
La superfinition est un autre procédé permettant d'avoir encore une meilleure qualité.



Figure 7.41 – Rodage.

7.8.3 Brunissage et galetage

Un outil écrase superficiellement la matière pour obtenir un bon état de surface et une grande dureté de surface, tout en laissant à la pièce ses propriétés de déformation (déformation plastique notamment) : on repousse les saillies (crêtes) dans les creux (figure 7.42).



Figure 7.42 – Brunissage.

Exercice type

Reportez-vous à l'exercice en fin de chapitre 6 qui donne le plan d'ensemble du disque dur (figure 6.18) et sa nomenclature (tableau 6.6).

Donnez le procédé d'obtention des pièces suivantes pour le disque dur de micro-ordinateur : axe 28 ; corps 3 ; plaque 36. Justifiez votre réponse.

Reportez-vous aux réponses page 344.

Pour aller plus loin

Décrivez et justifiez le procédé d'obtention du carter du batteur Minor Moulinex. Repassez d'une couleur les formes dues à ce procédé d'obtention.

Voir aussi : presse-agrumes, plate-forme élévatrice, disque dur, canon de perçage, injecteur diesel.

Activités sur Internet :

http://www.listepgm.org – http://www.otua.org – http://www.machine-outil.com – http://soleildacier.ouvaton.org – http://www.soudeur.com/default.asp

Liaisons élémentaires dans un mécanisme

8

Plan

Compétences visées : L11, ES1, A4, A5

La sédentarisation au Néolithique, vers 10000 avant J.-C., nécessite l'utilisation de nouveaux moyens pour les constructions civiles : les **liaisons au sol** par glissement ou roulement sont alors utilisées.
Les Égyptiens, entre 3000 et 1000 avant J.-C., utilisent le **roulement sur rouleaux** pour déplacer des blocs destinés à la construction. Il semble que ce soit vers 3500 avant notre ère que les roues soient apparues chez les Sumériens. Cette technique diminue le **frottement direct sur le sol**, et nécessite moins de force pour déplacer les différents éléments des constructions civiles, d'où un accroissement de la productivité et la diminution de l'usure des pièces en contact (figure 8.1).
Vers 330 avant J.-C., le Grec Diades invente un bélier monté sur cage à rouleaux pour enfoncer les portes.
À la Renaissance apparaissent de nouveaux éléments de liaison : l'élaboration du **roulement à billes** pour les guidages par exemple. Un brevet est déposé par Philip Vaugham en 1794 pour les roulements à billes.
La Révolution industrielle au XIX[e] siècle généralise le roulement pour les cycles et automobiles.

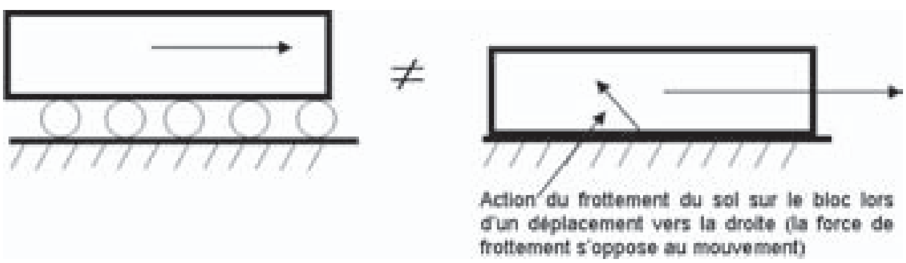


Figure 8.1 – Frottements.

8.1 Liaisons mécaniques

8.1.1 Contact entre deux solides

Le contact entre **deux solides** (pièces) différents crée une **liaison mécanique entre ces deux éléments**. En fonction de la forme des surfaces mises en contact, on obtient différentes liaisons mécaniques.
Une liaison mécanique est obtenue en mettant deux pièces en contact. Il existe donc entre ces deux pièces une surface commune de contact.

8.1.2 Natures de mouvement

Il existe deux natures de mouvement dans notre monde :

- la **rotation** (figure 8.2) : « la roue d'un vélo décrit une rotation autour de son axe ». Attention, une rotation s'effectue toujours autour d'un axe ou d'un centre ;



Figure 8.2 – Rotation.

- la **translation** (figure 8.3) : « la nacelle de la plate-forme élévatrice décrit une translation suivant une direction ou un axe, ici vertical ».

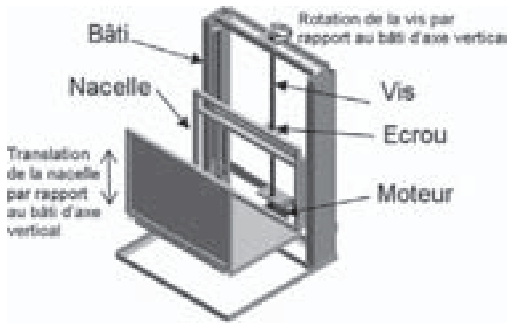


Figure 8.3 – Translation.

À partir de ces deux natures de mouvement, il est possible d'obtenir n'importe quelle trajectoire et n'importe quel mouvement dans un espace à trois dimensions.

Rappel : Un espace à trois dimensions est représenté par un repère orthonormé direct. Ce repère a trois axes *x*, *y* et *z* et un centre O (figure 8.4).

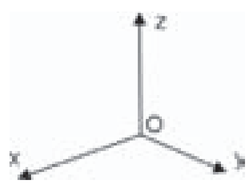


Figure 8.4 – Repère orthonormé direct.

8.1.3 Degrés de liberté

Un solide libre, situé dans un espace à trois dimensions, peut réaliser six mouvements différents (figure 8.5).

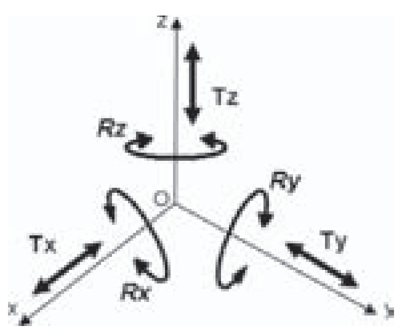


Figure 8.5 – Mouvements.

À chaque mouvement, est associé **un degré de liberté**. Un degré de liberté traduit donc une liberté de mouvement (rotation ou translation).

Une pièce libre dans l'espace dispose de 6 degrés de liberté : 3 rotations (*Rx*, *Ry*, *Rz*) et 3 translations (*Tx*, *Ty*, *Tz*).

8.1.4 Principaux types de contacts

Lorsque deux pièces sont mises en contact, certains mouvements (ou degrés de liberté) disparaissent à cause de cette liaison. Cela dépend du type de surfaces mises en contact, plus simplement du type de contact. Voici les principaux contacts réalisables en construction mécanique :

Contact plan

Dans le contact plan, les formes élémentaires mises en contact sont : plan sur plan (figure 8.6).

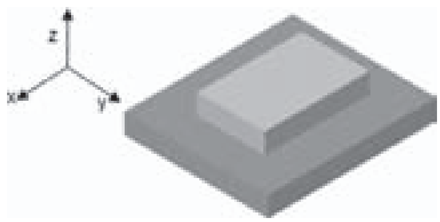


Figure 8.6 – Contact plan.

Les mouvements possibles entre les deux pièces sont : 1 rotation autour de l'axe *z*, 2 translations suivant les axes *x* et *y*.
Le nombre de degrés de liberté est : 3 (*Rz*, *Tx* et *Ty*).

Contact cylindrique

Les formes élémentaires mises en contact sont : cylindre dans cylindre (figure 8.7).

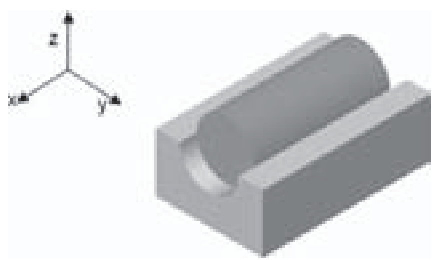


Figure 8.7 – Contact cylindrique.

Les mouvements possibles entre les deux pièces sont : 1 rotation autour de l'axe *x*, 1 translation suivant l'axe *x*.
Le nombre de degrés de liberté est : 2 (*Rx* et *Tx*).

Contact sphérique

Les formes élémentaires mises en contact sont : sphère dans sphère (figure 8.8).

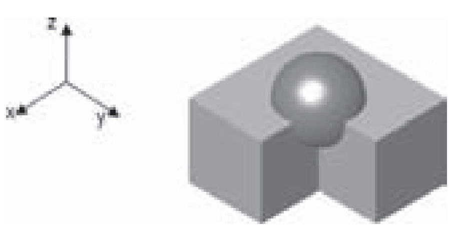


Figure 8.8 – Contact sphérique.

Les mouvements possibles entre les deux pièces sont : 3 rotations autour des axes *x*, *y* et *z*.
Le nombre de degrés de liberté est : 3 (*Rx*, *Ry* et *Rz*).

Contact ponctuel

Les formes élémentaires mises en contact sont : sphère sur plan (figure 8.9).

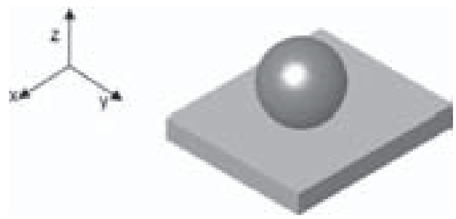


Figure 8.9 – Contact ponctuel.

Les mouvements possibles entre les deux pièces sont : 3 rotations autour des axes *x*, *y* et *z*, 2 translations suivant les axes *x* et y.
Le nombre de degrés de liberté est : 5 (*Rx*, *Ry*, *Rz*, *Tx* et *Ty*).

Contact linéaire rectiligne

Les formes élémentaires mises en contact sont : cylindre sur plan (figure 8.10).

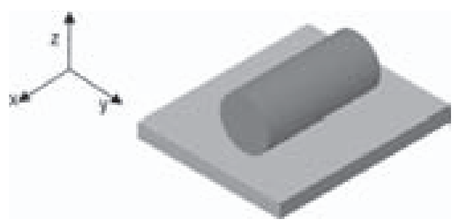


Figure 8.10 – Contact linéaire rectiligne.

Les mouvements possibles entre les deux pièces sont : 2 rotations autour des axes *x* et *z*, 2 translations suivant les axes *x* et y.
Le nombre de degrés de liberté est : 4 (*Rx*, *Rz*, *Tx* et *Ty*).

Contact linéaire circulaire

Les formes élémentaires mises en contact sont : sphère dans cylindre (figure 8.11).

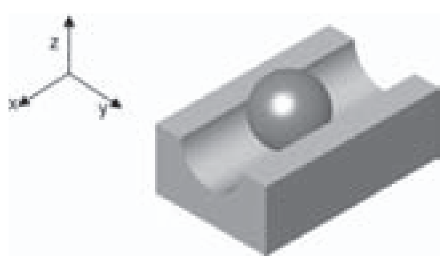


Figure 8.11 – Contact linéaire circulaire.

Les mouvements possibles entre les deux pièces sont : 3 rotations autour des axes *x*, *y* et *z*, 1 translation suivant l'axe *x*.
Le nombre de degrés de liberté est : 4 (*Rx*, *Ry*, *Rz* et *Tx*).

8.2 Translation et rotation

Nous avons vu qu'en fonction du type de contact entre deux pièces, certains degrés de liberté étaient bloqués. Nous allons tout d'abord voir quelles associations donnent seulement le mouvement de translation ou seulement le mouvement de rotation.

8.2.1 Obtention du mouvement de translation

En associant de manière particulière deux formes de pièces, et donc deux types de contacts (différents ou non), nous n'obtenons qu'un seul mouvement entre ces deux pièces : une translation (figure 8.12).

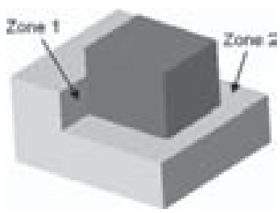
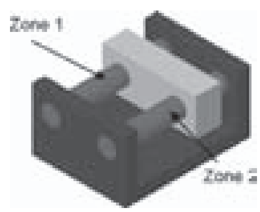
Schématisation	Définition de la zone 1	Définition de la zone 2	Mouvement obtenu
	Contact plan (plan sur plan)	Contact plan (plan sur plan)	1 translation
	Contact cylindrique (cylindre dans cylindre)	Contact cylindrique (cylindre dans cylindre)	1 translation

Figure 8.12 – Mouvement de translation.

Lorsque les différentes zones de contact entre deux pièces n'autorisent que le mouvement de translation, la liaison obtenue est la **liaison glissière**. Cette liaison se représentera avec un symbole bien précis.

8.2.2 Obtention du mouvement de rotation

En associant de manière particulière deux formes de pièces, et donc deux types de contacts, nous n'obtenons qu'un seul mouvement entre ces deux pièces : une rotation (figure 8.13a et b).

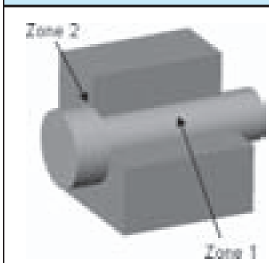
Schématisation	Définition de la zone 1	Définition de la zone 2	Mouvement obtenu
	Contact cylindrique (cylindre dans cylindre). La largeur du guidage est longue : guidage long.	Contact plan (plan sur plan) assimilé à un contact ponctuel car la surface de contact est minime par rapport à la largeur du guidage (zone 1).	1 rotation

Figure 8.13a – Mouvement de rotation.

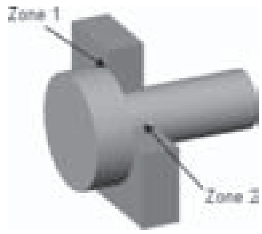
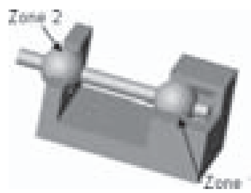
	Contact plan (plan sur plan). Surface de contact prépondérante.	Contact cylindrique (cylindre dans cylindre) assimilé à un contact linéaire circulaire car la largeur de contact est courte (guidage court).	1 rotation
	Contact linéaire circulaire (sphère dans cylindre) + contact ponctuel (sphère sur plan) assimilés à un contact sphérique.	Contact linéaire circulaire (sphère dans cylindre).	1 rotation

Figure 8.13b – Mouvement de rotation.

Lorsque les différentes zones de contact entre deux pièces n'autorisent que le mouvement de rotation, la liaison obtenue est la **liaison pivot**. Cette liaison se représente avec un symbole bien précis.

8.3 Classes d'équivalence cinématique

Une **classe d'équivalence cinématique** représente un ensemble de plusieurs pièces encastrées les unes entre les autres (une pièce seule peut représenter une classe d'équivalence cinématique). L'encastrement peut être obtenu de diverses manières : collage, soudage, assemblage, etc. Elles n'ont donc pas de mouvement entre elles. Par contre, deux classes d'équivalence cinématique différentes peuvent avoir des mouvements entre elles.

Remarque : Les joints d'étanchéité, les ressorts et les roulements ne sont jamais comptabilisés dans les classes d'équivalence.

Par exemple, on peut décomposer un rétroprojecteur en salle de classe (figure 8.14) en deux classes d'équivalence cinématique (classes A et B) :

Classe A : {bloc lumineux + colonne} : {3 ; 2}

Classe B : {tête de projection + loupe + miroir} : {1 ; 4 ; 5}

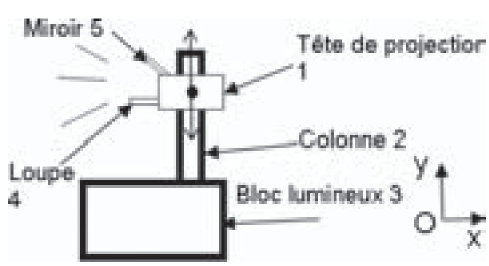


Figure 8.14 – Classes d'équivalence cinématique d'un rétroprojecteur.

Remarque : Une pièce ne peut faire partie que d'une classe d'équivalence cinématique.

Le but de regrouper un mécanisme en classe d'équivalence cinématique est d'en simplifier l'approche cinématique. Le mécanisme sera ainsi considéré comme un regroupement de sous-ensembles ayant des mouvements relatifs possibles.

8.4 Liaisons normalisées et représentations

Il existe d'autres liaisons normalisées que la liaison pivot et la liaison glissière. Nous les avons recensées sur la figure 8.15a et b (d'après la norme NF EN ISO 3952).

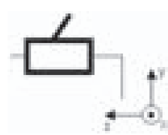
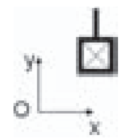
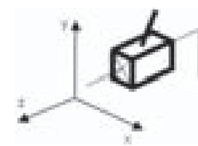
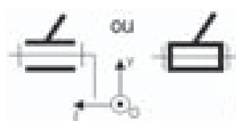
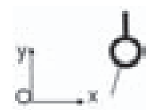
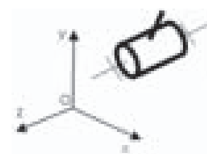
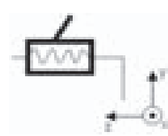
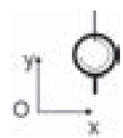
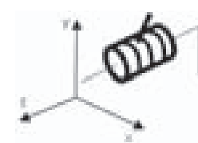
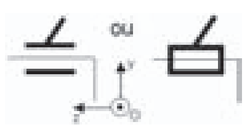
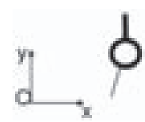
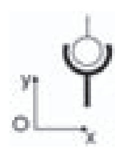
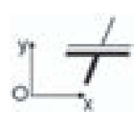
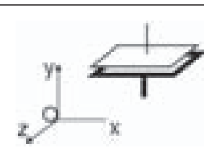
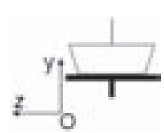
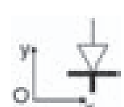
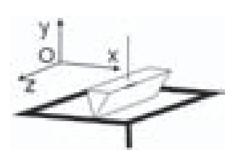
Nom de la liaison	**Liberté** **Degré**	**Représentation** **Plane (2 dimensions)**		**Représentation** **Perspective (3 dimensions)**
Encastrement	Aucune 0			
Glissière	*Tz* 1			
Pivot	*Rz* 1			
Hélicoïdale	*Tz, Rz* 1 (rotation et translation combinées)			
Pivot glissant	*Tz, Rz* 2			
Sphérique ou rotule	*Rx, Ry, Rz* 3			
Appui plan	*Tx, Tz, Ry* 3			
Linéaire rectiligne	*Tx, Tz, Ry, Rz* 4			

Figure 8.15a – Liaisons.

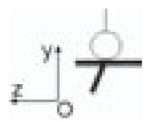
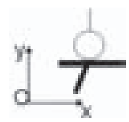
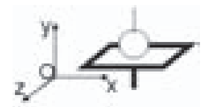
Nom de la liaison	Liberté	Représentation		
	Degré	Plane (2 dimensions)		Perspective (3 dimensions)
Sphère cylindre	*Tz, Rx, Ry, Rz* 4			
Sphère plan ou ponctuelle	*Tx, Tz, Rx, Ry, Rz* 5			

Figure 8.15b – Liaisons.

Exercice type

Reportez-vous à l'exercice en fin de chapitre 6 qui donne le plan d'ensemble du disque dur (figure 6.18) et sa nomenclature (tableau 6.6).

Sur le plan d'ensemble du disque dur, les disques 14 sont entraînés en rotation. Les têtes de lecture, par un mouvement de va-et-vient, lisent et écrivent les données sur les disques.

Q1) Écrivez les trois classes d'équivalence cinématique suivantes :

- classe A des pièces liées au corps 1 : {1 + ...}
- classe B de pièces liées au chariot 6 : {6 + ...}
- classe C des pièces liées au rotor 21 : {21 + ...}

Q2) Donnez le nom des liaisons entre les classes suivantes, précisez leur fonction et dessinez-les :

- entre A et B : nom : .... fonction : ....
- entre A et C : nom : .... fonction : ....
- entre B et C : nom : .... fonction : ....

Reportez-vous aux réponses pages 344-345.

Pour aller plus loin

Pour l'exemple du moteur, décrivez le type de surface de contact ainsi que le type de mouvement relatif entre le piston et la chemise. Représentez la liaison correspondante.

Voir aussi : batteur Minor Moulinex, presse-agrumes, plate-forme élévatrice, disque dur, canon de perçage, injecteur diesel, pompe, système came-piston, chape de vérin, cric, laminoir, pompe à balancier.

Activités sur Internet :

http://www.listepgm.org – http://perso.wanadoo.fr/roger.bouisset/liaisons/indes.htm

Schéma cinématique minimal d'un mécanisme

9

À la Renaissance, Léonard de Vinci réintroduit la notion de **mécanisme** et le mouvement relatif des pièces prend alors de l'importance. Le **schéma cinématique minimal** se développe au XXe siècle, après l'avènement de l'industrie au XIXe. Il permet une meilleure compréhension des mécanismes en simplifiant et normalisant leur représentation.

9.1 Définitions et méthodes

NF EN ISO 3952

Le **schéma cinématique** est un outil de représentation normalisé permettant d'effectuer une analyse cinématique d'un mécanisme (c'est-à-dire l'étude des mouvements dans un mécanisme par la schématisation). C'est un schéma qui simplifie un dessin d'ensemble.
La figure 9.1 donne un exemple de schéma cinématique pour une plate-forme élévatrice pour personnes à mobilité réduite.

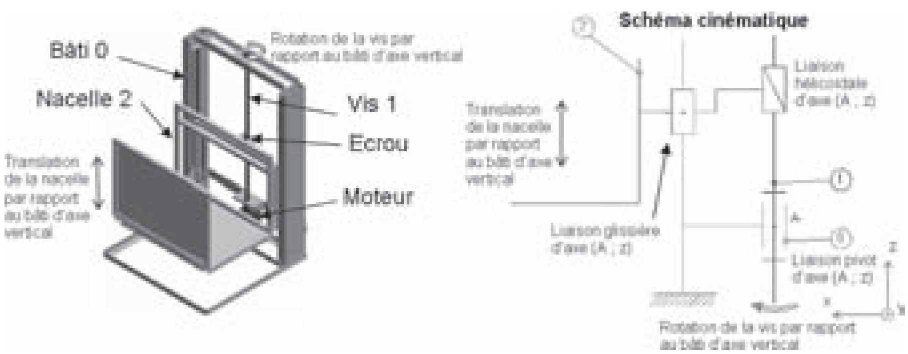


Figure 9.1 – Schéma cinématique d'une plate-forme élévatrice.

Pour réaliser un schéma cinématique, il faut d'abord déterminer les **classes d'équivalence cinématique** d'un mécanisme (voir chapitre 8), puis définir les mouvements possibles entre chaque classe d'équivalence cinématique ayant une liaison dans un repère imposé (*Tx*, *Ty*, *Tz* ; *Rx*, *Ry*, *Rz*).
On trace alors le **graphe des liaisons**, puis le **schéma cinématique**.
Le **graphe des liaisons** est le schéma sur lequel on relie deux classes d'équivalence d'un mécanisme par sa liaison (figure 9.2).



Figure 9.2 – Graphe des liaisons.

Par exemple, un rétroprojecteur en salle de classe peut être décomposé en deux classes d'équivalence cinématique lors du réglage du contraste. La première classe d'équi-

valence comprendra toutes les pièces encastrées au bloc produisant de la lumière. La deuxième classe d’équivalence est composée de toutes les pièces encastrées à la tête de projection. Celle-ci a un mouvement de translation verticale par rapport au bloc produisant la lumière.

On en déduit le type de liaisons entre les classes d’équivalence cinématique : la translation simple est représentée par la liaison glissière et la rotation simple est représentée par la liaison pivot. On trace alors le schéma cinématique en positionnant les liaisons normalisées correctement les unes par rapport aux autres. Le schéma cinématique peut être plan (figure 9.3) ou en représentation spatiale (figure 9.4).

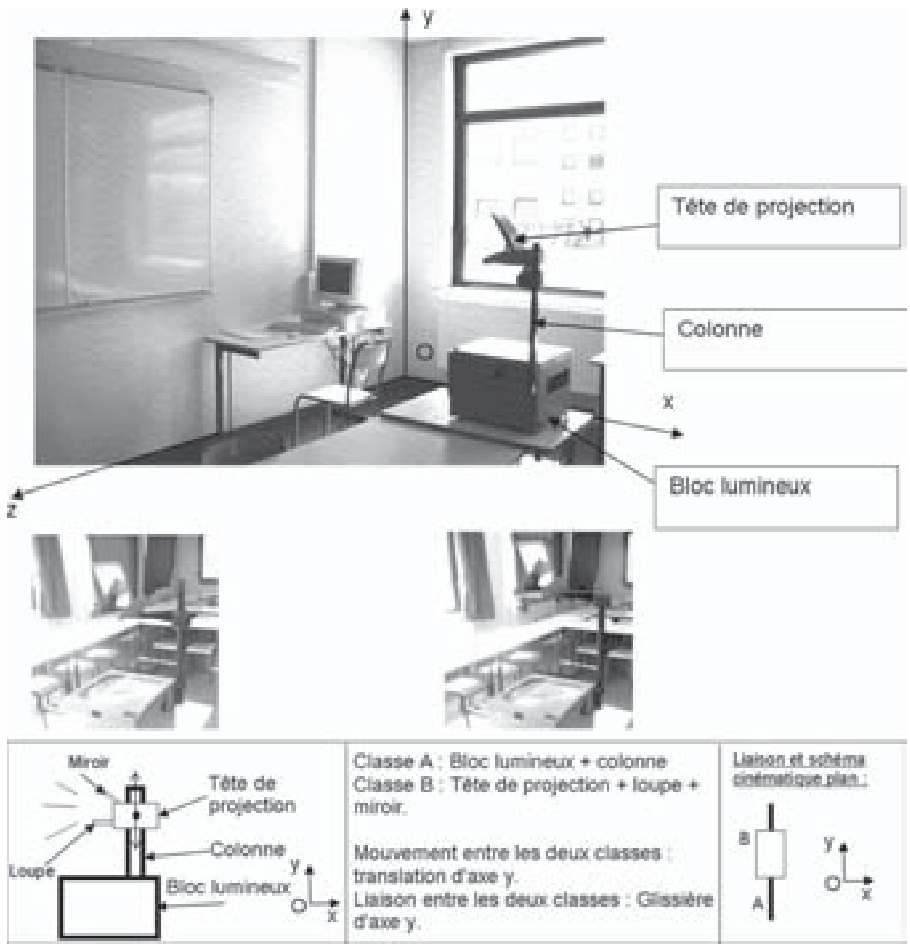


Figure 9.3 – Classe d’équivalence cinématique d’un rétroprojecteur.

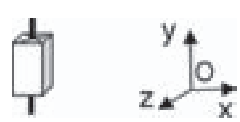


Figure 9.4 – Représentation spatiale.

Pour chaque liaison normalisée, représentant l’assemblage de deux classes d’équivalence cinématique, il convient de tracer chaque classe d’équivalence d’une couleur, ou d’une épaisseur de trait différente des autres.

Le graphe des liaisons aura la forme donnée sur la figure 9.5.



Figure 9.5 – Graphe des liaisons du rétroprojecteur.

Remarque : Sur un schéma cinématique ne doivent pas figurer les ressorts, les roulements et les joints d'étanchéité puisqu'on ne les compte pas dans les classes d'équivalence cinématique.

Exercice type

La figure 9.6, page suivante, donne le schéma technologique d'une pompe à pistons axiaux (sans le moteur).

Q1) Déterminez les classes d'équivalence cinématique du mécanisme.

Q2) Déterminez les mouvements et les liaisons entre les classes d'équivalence.

Q3) Établissez le graphe des liaisons entre les différentes classes d'équivalence du mécanisme.

Q4) Représentez les schémas cinématiques plan et spatial pour un piston.

Reportez-vous aux réponses pages 345-346.

Pour aller plus loin

Donnez le nom de chaque liaison pour le guidage du presse-agrumes. Par quelle liaison globale peut-on remplacer ces deux liaisons ?

Voir aussi : batteur Minor Moulinex, plate-forme élévatrice, disque dur, canon de perçage, injecteur diesel, pompe, système bielle-manivelle, système came-piston, chape de vérin, cric, laminoir, pompe à balancier.

Activités sur Internet :

http://www.listepgm.org – http://perso.wanadoo.fr/roger.bouisset/liaisons/indes.htm

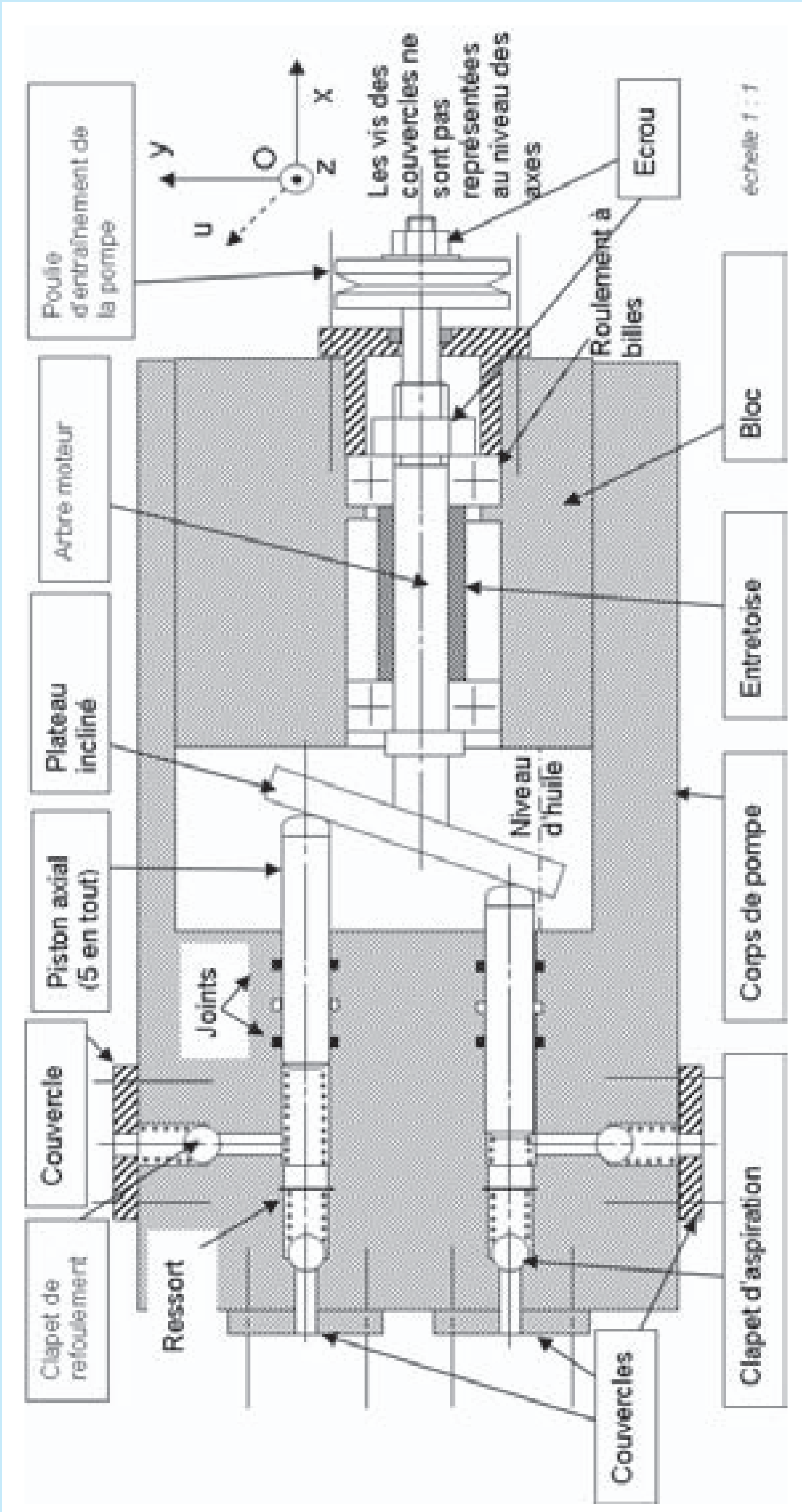


Figure 9.6 – Plan d'une pompe à pistons.

Ajustements

10

Plan

Compétences visées : L7, L9, A6, A7, A12

Pour mesurer, il faut d'abord compter. Le commerce méditerranéen antique contribue à la diffusion des chiffres et des opérations sur les chiffres. Le système des Romains (I, V, X, C, L, M) est encore utilisé aujourd'hui.

Pendant l'Antiquité, entre 4 000 avant J.-C. et 400 après J.-C., il est difficile de forger précisément pour construire des pièces correctement ajustées (cas de la roue dans le moyeu). Par conséquent, il y a des jeux importants entre les pièces, aux qualités de surface médiocres, dont le contrôle dimensionnel, appelé métrologie, est approximatif. En effet, les Romains utilisent alors le pouce, unité approximative valant environ 18 mm.

En 1769, James Watt (1736-1819) dépose un brevet de machine de vapeur. Celle-ci nécessite **un ajustement précis** entre le piston, soulevé par la vapeur d'eau, et sa chemise (figure 10.1), pour être efficace, ce qui contribue fortement au développement des outils de métrologie et des moyens de fabrication. Elle trouve son application dans l'exhaure des mines, mais aussi dans l'automobile.

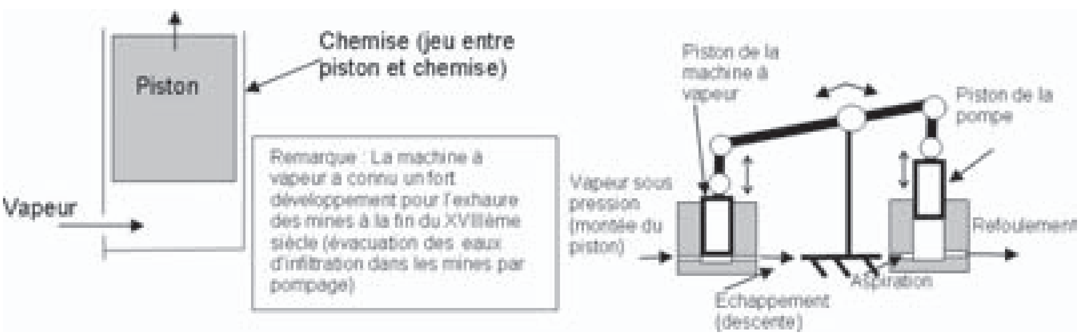


Figure 10.1 – Machine à vapeur.

Le premier véhicule automobile à vapeur, le Fardier de Cugnot (figure 10.2), date de 1769 et se déplace à la vitesse vertigineuse de 5 km/h ! Il est prévu pour le remorquage du matériel d'artillerie.

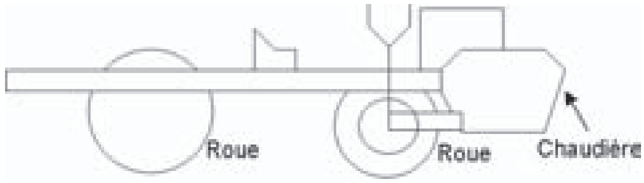


Figure 10.2 – Fardier de Cugnot (1769).

10.1 Tolérances dimensionnelles

10.1.1 But et utilité

Pour réaliser l'ajustement d'un piston dans un cylindre, il faut respecter des critères dimensionnels. L'impossibilité de réaliser une cote rigoureusement exacte par suite des imperfections des machines, l'usure des outils et des instruments de mesures, oblige, le constructeur à fixer les limites entre lesquelles la cote devra être réalisée. La différence entre ces deux limites constitue l'**intervalle de tolérance**. Pratiquement, un mécanisme contenant une pièce tolérancée présente un avantage pour l'entretien puisqu'il est possible de remplacer des pièces défaillantes par des pièces neuves comprises dans les mêmes tolérances.

10.1.2 Principe

On affecte à une pièce une dimension nominale (par exemple ∅18 mm) assortie d'une tolérance (par exemple, ± 0,1).

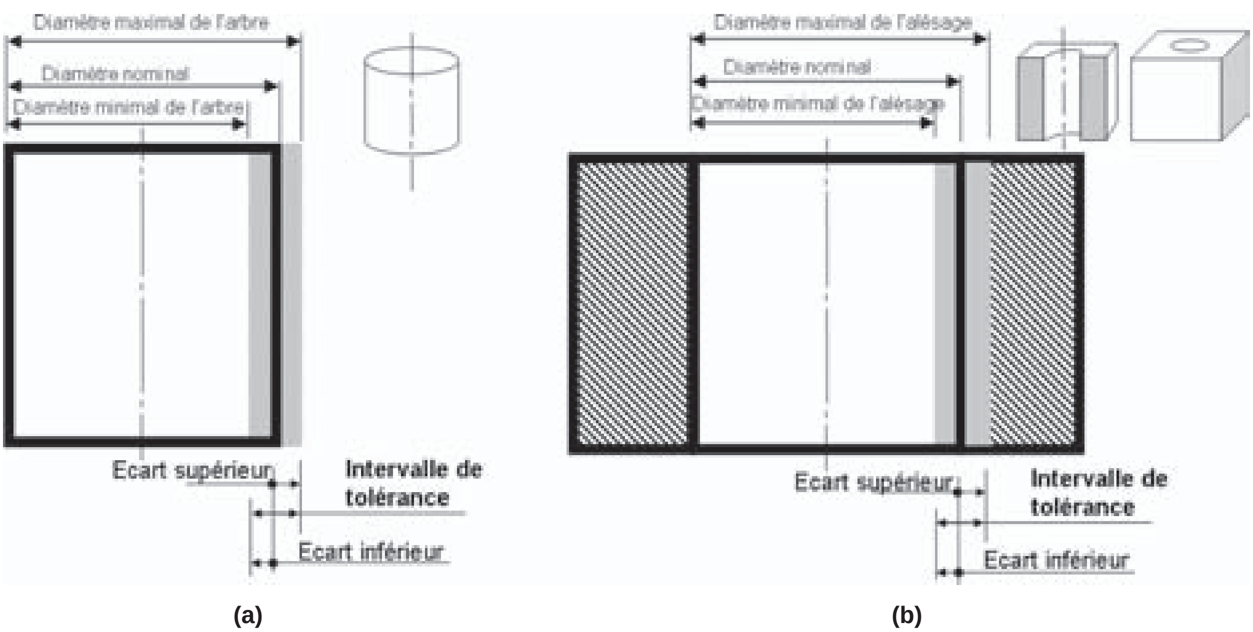


Figure 10.3 – Arbre et alésage :
(a) cas des contenus (arbres) ;
(b) cas des contenants (alésages).

10.1.3 Notations normalisées pour écrire des cotes tolérancées pour les arbres et les alésages

Il existe deux systèmes normalisés :

- la notation numérique : 17 ± 0,1 mm par exemple ;
- la notation ISO : ∅17 F8 par exemple (figure 10.4).

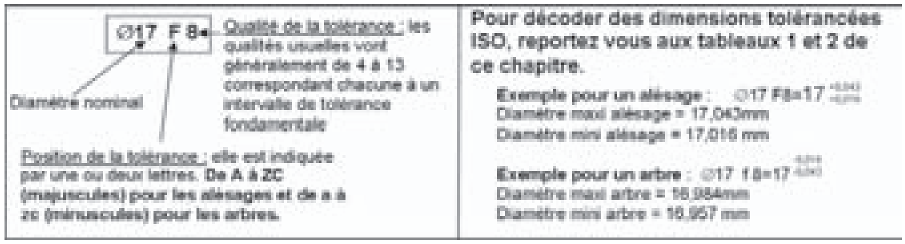


Figure 10.4 – Notation ISO d'une cote tolérancée.

10.2 Assemblages

10.2.1 Définition et description

Un assemblage représente le montage d'un arbre et d'un alésage. L'ajustement entre les deux peut engendrer un jeu positif, négatif ou incertain, suivant que l'arbre et l'alésage ont été réalisés à leur maximum ou à leur minimum.
La figure 10.5 donne un exemple pour un moteur thermique : le piston coulissant dans la chemise.

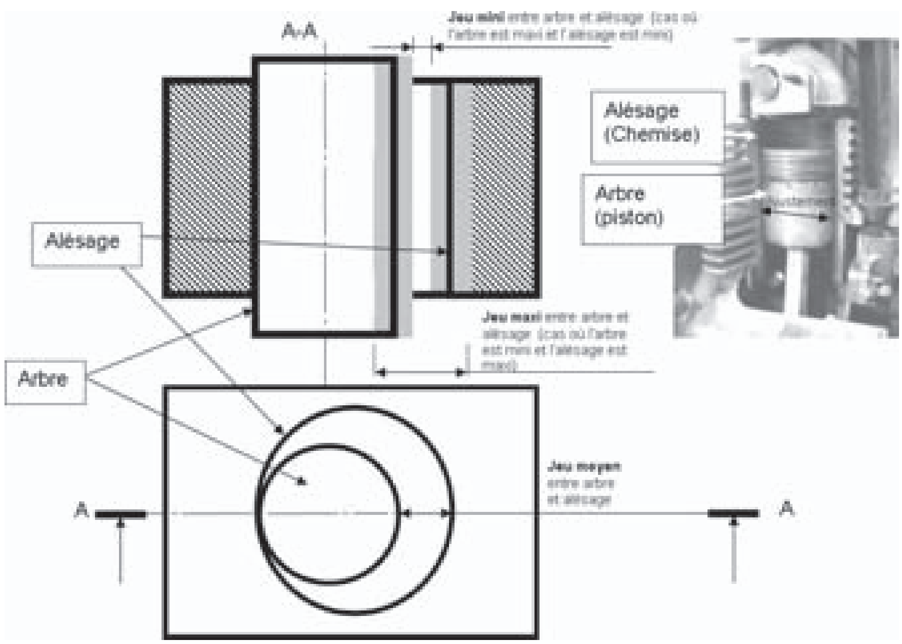


Figure 10.5 – Ajustement.

10.2.2 Notation dans le cas d'un assemblage

La figure 10.6 donne l'exemple d'un ajustement d'un piston dans la chemise d'un micromoteur : ∅16 H8 f7.

Remarque :
L'intervalle de tolérance pour ∅16 H8 sera la somme (0,027 + 0) = 0,027 mm
L'intervalle de tolérance pour ∅16 f7 est la différence (0,034 – 0,016) = 0,018 mm.



Figure 10.6 – Notation ISO d'un ajustement.

10.2.3 Calcul des jeux maximal et minimal admissibles après fabrication et assemblage des pièces

En fonction des positions relatives des tolérances du contenu et du contenant, on parlera :

- d'ajustement avec jeu (cas où le jeu maximal et le jeu minimal sont positifs, figure 10.7) ;
- d'ajustement incertain (cas ou le jeu maximal est positif et le jeu minimal est négatif, figure 10.8a) ;
- d'ajustement avec serrage (cas où les jeux sont négatifs, figure 10.8b). Le montage se fera forcément avec un outillage : marteau, presse, dilatation, etc. Dans le cas de la dilatation, on chauffe l'alésage et on refroidit l'arbre.

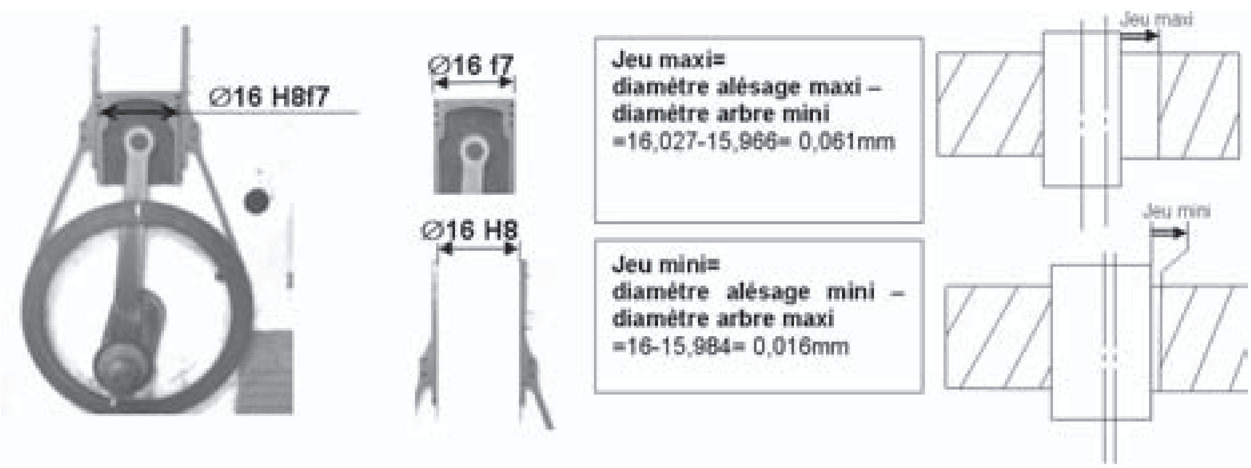


Figure 10.7 – Calcul des jeux.

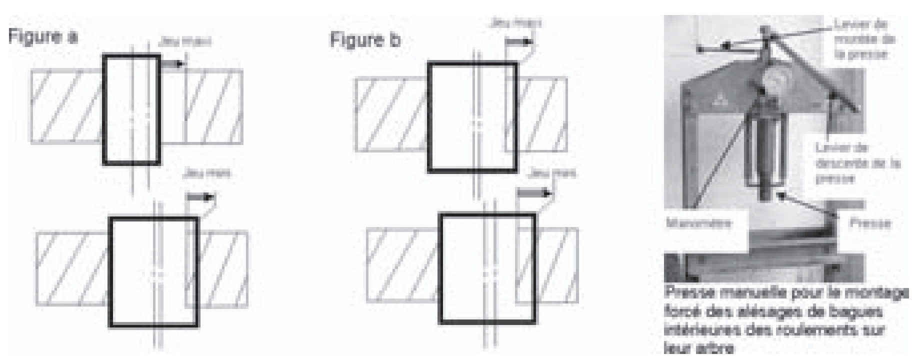


Figure 10.8 – Jeu et serrage.

10.2.4 Exemple pour un lot de 100 pièces fabriquées

Ajustement incertain : pour un lot de 100 pièces ajustées ∅18 H8k7, une vingtaine de couples de pièces seront avec jeu et 80 avec serrage (à la fabrication, on ne saura pas si un ajustement aura du jeu ou du serrage car les deux sont possibles).

Ajustement avec serrage : pour un ajustement ∅18 H8s7, les deux pièces seront forcément serrées.

Ajustement avec jeu : pour un ajustement ∅18 H8g7, les deux pièces auront forcément du jeu. ∅16 H8 f7 est donc un ajustement avec jeu et on assemblera les pièces sans outillage.

Tableau 10.1 – Extraits de tolérances pour arbres (en micromètre : 1 µm = 0,001 mm).

Dimensions nominales (en mm) à une température de référence de 20 °C NF EN 20286													
Diamètre supérieur à	**1**	**3**	**6**	**10**	**18**	**30**	**50**	**80**	**120**	**180**	**250**	**315**	**400**
jusqu'à (inclus)	**3**	**6**	**10**	**18**	**30**	**50**	**80**	**120**	**180**	**250**	**315**	**400**	**500**
a11	-270 -330	-270 -345	-280 -370	-290 -400	-300 -430	-320 -470	-360 -530	-410 -600	-580 -710	-820 -950	-1 050 -1 240	-1 350 -1 560	-1 650 -1 900
c11	-60 -120	-70 -145	-80 -170	-95 -205	-110 -240	-130 -280	-150 -330	-180 -390	-230 -450	-280 -530	-330 -620	-400 -720	-480 -840
c19	-20 -45	-30 -60	-40 -76	-50 -93	-65 -117	-80 -142	-100 -174	-120 -207	-145 -245	-170 -285	-190 -320	-210 -350	-230 -385
d9	-20 -45	-30 -60	-40 -75	-50 -93	-65 -117	-80 -142	-100 -174	-120 -207	-145 -245	-170 -285	-190 -320	-210 -350	-230 -385
d10	-20 -60	-30 -78	-40 -98	-50 -120	-65 -149	-80 -180	-100 -220	-120 -260	-145 -305	-170 -355	-190 -400	-210 -440	-230 -480
d11	-20 -80	-30 -105	-40 -130	-50 -160	-65 -195	-80 -240	-100 -290	-120 -340	-145 -395	-170 -460	-190 -510	-210 -570	-230 -630
e7	-14 -24	-20 -32	-25 -40	-32 -50	-40 -61	-50 -75	-60 -90	-72 -107	-85 -125	-100 -146	-110 -162	-125 -182	-135 -198
e8	-14 -28	-20 -38	-25 -47	-32 -59	-40 -73	-50 -89	-60 -106	-72 -126	-85 -148	-100 -172	-110 -191	-125 -214	-135 -232
e9	-14 -39	-20 -50	-25 -61	-32 -75	-40 -92	-50 -112	-60 -134	-72 -159	-85 -185	-100 -215	-110 -240	-125 -265	-135 -290
f6	-6 -12	-10 -18	-13 -22	-16 -27	-20 -33	-25 -41	-30 -49	-36 -58	-43 -68	-50 -79	-56 -88	-62 -98	-68 -108
f7	-6 -16	-10 -22	-13 -28	-16 -34	-20 -41	-25 -50	-30 -60	-36 -71	-43 -83	-50 -96	-56 -108	-62 -119	-68 -131
f8	-6 -20	-10 -28	-13 -35	-16 -43	-20 -53	-25 -64	-30 -76	-36 -90	-43 -106	-50 -122	-56 -137	-62 -151	-68 -165
g5	-2 -6	-4 -9	-5 -11	-6 -14	-7 -16	-9 -20	-10 -23	-12 -27	-14 -32	-15 -35	-17 -40	-18 -43	-20 -47
g6	-2 -8	-4 -12	-5 -14	-6 -17	-7 -20	-9 -25	-10 -29	-12 -34	-14 -39	-15 -44	-17 -49	-18 -54	-20 -60
h5	0 -4	0 -5	0 -6	0 -8	0 -9	0 -11	0 -13	0 -15	0 -18	0 -20	0 -23	0 -25	0 -27

Tableau 10.1 (suite) – Extraits de tolérances pour arbres (en micromètre : 1 µm = 0,001 mm).

Dimensions nominales (en mm) à une température de référence de 20 °C NF EN 20286													
Diamètre supérieur à	**1**	**3**	**6**	**10**	**18**	**30**	**50**	**80**	**120**	**180**	**250**	**315**	**400**
jusqu'à (inclus)	**3**	**6**	**10**	**18**	**30**	**50**	**80**	**120**	**180**	**250**	**315**	**400**	**500**
h6	0 -6	0 -8	0 -9	0 -11	0 -13	0 -16	0 -19	0 -22	0 -25	0 -29	0 -32	0 -36	0 -40
h7	0 -10	0 -12	0 -15	0 -18	0 -21	0 -25	0 -30	0 -35	0 -40	0 -46	0 -52	0 -57	0 -63
h8	0 -14	0 -18	0 -22	0 -27	0 -33	0 -39	0 -46	0 -54	0 -63	0 -72	0 -81	0 -89	0 -97
h9	0 -25	0 -30	0 -36	0 -43	0 -52	0 -62	0 -74	0 -87	0 -100	0 -115	0 -130	0 -140	0 -155
h10	0 -40	0 -48	0 -58	0 -70	0 -84	0 -100	0 -120	0 -160	0 -185	0 -210	0 -230	0 -250	0 -250
h11	0 -60	0 -75	0 -90	0 -110	0 -130	0 -160	0 -190	0 -220	0 -250	0 -290	0 -320	0 -360	0 -400
h13	0 -140	0 -180	0 -220	0 -270	0 -330	0 -390	0 -460	0 -540	0 -630	0 -720	0 -810	0 -890	0 -970
j6	+4 -2	+6 -2	+7 -2	+8 -3	+9 -4	+11 -5	+12 -7	+13 -9	+14 -11	+16 -13	+16 -16	+18 -18	+20 -20
j7	+6 -4	+8 -4	+10 -5	+12 -6	+13 -8	+15 -10	+18 -12	+20 -15	+22 -18	+25 -21	+26 -26	+29 -28	+31 -32
js5 js6 js7 js9 js11 js13	± 2 +3 ±5 ±12,5 ±30 +70	±2,5 ± 4 ± 6 ±15 ±37,5 ±90	±3 ±4,5 ±7,5 ±18 ±45 ±110	±4 ±5,5 ± 9 ±21,5 ±55 ±135	+4,5 ±6,5 ±10,5 ±26 ±65 ±165	±5,5 ± 8 ±12,5 ±31 ±80 ±195	±6,5 ±9,5 ±15 +37 ±95 ±230	±7,5 ±11 ±17,5 ±43,5 +110 ±270	±9 ±12,5 ±20 +50 ±125 +315	±10 ±14,5 ±23 ±57,5 ±145 ±360	11,5 ±16 ±26 ±65 +160 ±405	±12,5 ±18 ±28,5 +70 ±180 +445	±13,5 ±20 ±31,5 ±77,5 ±200 ±485
k5	+4 0	+6 +1	+7 +1	+9 + 1	+11 +2	+13 +2	+15 +2	+18 +3	+21 +3	+24 +4	+27 +4	+29 +4	+32 +5
k6	+6 0	+9 +1	+10 +1	+12 + 1	+15 +2	+18 +2	+21 +2	+25 +3	+28 +3	+33 +4	+36 +4	+40 +4	+45 +5
m6	+8 +2	+12 +4	+15 +6	+18 +7	+21 +9	+25 +9	+30 +11	+35 +13	+40 +15	+46 +17	+52 +20	+57 +21	+63 +23
m7	+12 +2	+16 +4	+21 +6	+25 +7	+29 +8	+34 +9	+41 +11	+48 +13	+55 +15	+63 +17	+72 +20	+78 +21	+86 +23
n5	+8 +4	+13 +8	+16 +10	+20 +12	+24 +15	+28 +17	+33 +20	+38 +23	+45 +27	+51 +31	+57 +34	+62 +37	+67 +40
n6	+10 +4	+16 +8	+19 +10	+23 +12	+28 +15	+33 +17	+39 +20	+45 +23	+52 +27	+60 +31	+66 +34	+73 +37	+80 +40
p6	+12 +6	+20 +12	+24 +15	+29 +18	+35 +22	+42 +26	+51 +32	+59 +37	+68 +43	+79 +50	+88 +56	+98 +62	+108 +68

Tableau 10.2 – Extraits de tolérances pour alésage (en micromètres ; 1 µm = 0,001 mm).

Dimensions nominales (en mm) à une température de référence de 20 °C													
Diamètre supérieur à	**1**	**3**	**6**	**10**	**18**	**30**	**50**	**80**	**120**	**180**	**250**	**315**	**400**
jusqu'à (inclus)	**3**	**6**	**10**	**18**	**30**	**50**	**80**	**120**	**180**	**250**	**315**	**400**	**500**
D10	+60 +20	+78 +30	+98 +40	+120 +50	+149 +65	+180 +80	+220 +100	+260 +120	+305 +145	+355 +170	+400 +190	+440 +210	+480 +230
E9	+39 +14	+50 +20	+61 +25	+75 +32	+92 +40	+112 +50	+134 +60	+159 +72	+185 +85	+215 +100	+240 +110	+265 +125	+290 +135
F7	+16 +6	+22 +10	+28 +13	+34 +16	+41 +20	+50 +25	+60 +30	+71 +36	+83 +43	+96 +50	+108 +56	+119 +62	+131 +68
F8	+20 +6	+28 +10	+35 +13	+43 +16	+53 +20	+64 +25	+76 +30	+90 +36	+106 +43	+122 +50	+137 +56	+151 +62	+165 +68
G6	+8 +2	+12 +4	+14 +5	+17 +6	+20 +7	+25 +9	+29 +10	+34 +12	+39 +14	+44 +15	+49 +17	+54 +18	+60 +20
G7	+12 +2	+16 +4	+20 +5	+24 +6	+28 +7	+34 +9	+40 +10	+47 +12	+54 +14	+61 +15	+69 +17	+75 +18	+83 +20
H6	+6 0	+8 0	+9 0	+11 0	+13 0	+16 0	+19 0	+22 0	+25 0	+29 0	+32 0	+36 0	+40 0
H7	+10 0	+12 0	+15 0	+18 0	+21 0	+25 0	+30 0	+35 0	+40 0	+46 0	+52 0	+57 0	+63 0
H8	+14 0	+18 0	+22 0	+27 0	+33 0	+39 0	+46 0	+54 0	+63 0	+72 0	+81 0	+89 0	+97 0
H9	+25 0	+30 0	+36 0	+43 0	+52 0	+62 0	+74 0	+87 0	+100 0	+115 0	+130 0	+140 0	+155 0
H10	+40 0	+48 0	+58 0	+70 0	+84 0	+100 0	+120 0	+140 0	+160 0	+185 0	+210 0	+230 0	+250 0
H11	+60 0	+75 0	+90 0	+110 0	+130 0	+160 0	+190 0	+220 0	+250 0	+290 0	+320 0	+360 0	+400 0
H12	100 0	+120 0	+150 0	+180 0	+210 0	+250 0	+300 0	+350 0	+400 0	+460 0	+520 0	+570 0	+630 0
H13	140 0	+180 0	+220 0	+270 0	+330 0	+390 0	+460 0	+540 0	+630 0	+720 0	+810 0	+890 0	+970 0
J7	+4 -6	+6 -6	+8 -7	+10 -8	+12 -9	+14 -11	+18 -12	+22 -13	+26 -14	+30 -16	+36 -16	+39 -18	+43 -20
JS13	±70	±90	±110	±135	±165	±195	±230	±270	±315	±360	±405	±445	±485
K6	+0 -6	+2 -6	+2 -7	+2 -9	+2 -11	+3 -13	+4 -15	+4 -18 -	+4 21	+5 -24	+5 -27	+7 -29	+8 -32
K7	0 -10	+3 -9	+5 -10	+6 -12	+6 -15	+7 -18	+9 -21	+10 -25	+12 -28	+13 -33	+16 -36	+17 -40	+18 -45
M7	0 -12	0 -12	0 -15	0 -18	0 -21	0 -25	0 -30	0 -35	0 -40	0 -46	0 -52	0 -57	0 -63
N7	-4 -14	-4 -16	-4 -19	-5 -23	-7 -28	-8 -33	-9 -39	-10 -45	-12 -52	-14 -60	-14 -66	-16 -73	-17 -80
P7	-6 -16	-8 -20	-9 -24	-11 -29	-14 -35	-17 -42	-21 -51	-24 -59	-28 -68	-33 -79	-36 -88	-41 -98	-45 -108

10.2.5 Choix d'un ajustement

La figure 10.9 indique le type de montage à choisir pour un ajustement :

- **montage à la main** : ajustement dont les pièces ont un mouvement relatif de translation ou de rotation : ajustement avec jeu ;
- **montage au maillet** : ajustement dont le démontage et le remontage sont possibles sans détérioration : ajustement incertain ou avec peu de serrage ;
- **montage à la presse** (ou **par dilatation**) : ajustement dont le démontage entraîne une détérioration : ajustement avec serrage.

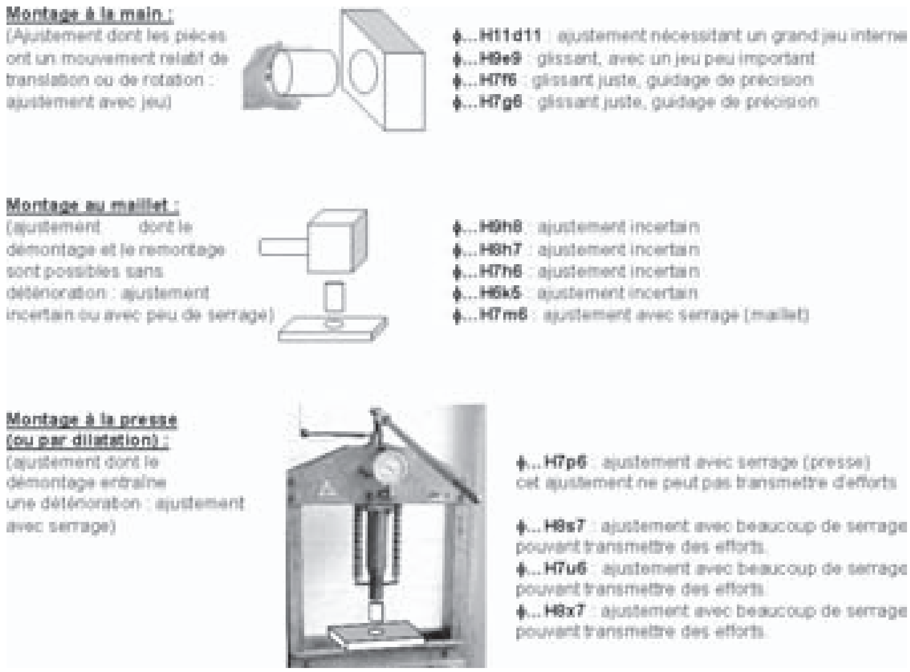


Figure 10.9 – Montages.

Exercice type

On cherche à déterminer un pied de positionnement (figure 10.10).

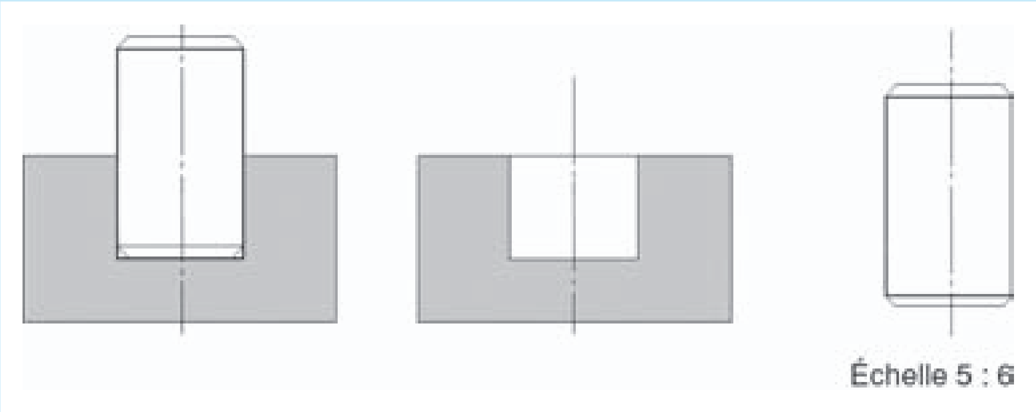


Figure 10.10 – Pied de positionnement ajusté ∅20M7p6.

Q1) Écrivez la dimension tolérancée pour l'arbre et l'alésage.

Q2) Déterminez les jeux maximal et minimal entre l'arbre et l'alésage.

Q3) Déterminez si l'ajustement est avec jeu, avec serrage ou incertain.

Q4) Donnez l'outil de montage pour cet ajustement.

Q5) Reportez les cotes issues de l'ajustement sur le plan d'ensemble et sur le dessin des pièces séparées (figure 10.10).

Reportez-vous aux réponses page 347.

Pour aller plus loin

Pour l'injecteur diesel, repérez la zone d'ajustement entre l'aiguille et la buse. L'ajustement est-il avec jeu ou avec serrage ? Justifiez votre réponse.

Voir aussi : batteur Minor Moulinex, presse-agrumes, plate-forme élévatrice, disque dur, canon de perçage, pompe, chape de vérin, grue d'atelier.

Activités sur Internet : http://www.listepgm.org

Cotation fonctionnelle

11

Plan

La cotation fonctionnelle est nécessaire pour qualifier et quantifier les dimensions des pièces qui participent à une fonction technique donnée dans un mécanisme. Un jeu inapproprié peut entraîner des dysfonctionnements qui empêchent le montage ou qui modifient le niveau sonore, la durée de vie et le rendement des mécanismes (voir aussi le chapitre 10 sur les ajustements).

11.1 Cote condition

Une **cote condition** ($\vec{J_a}$ dans l'exemple de la figure 11.2) représente généralement une distance entre deux surfaces appartenant à deux pièces différentes : ces deux surfaces seront appelées **surfaces terminales** [(1) et (2) dans la figure 11.2]. La cote condition réalise une **fonction** précise (montage et/ou fonctionnement : ici, la cote condition permet le garage de la voiture sans cabossage de la toiture). Elle est tracée avec un vecteur orienté sur l'axe croissant du repère.

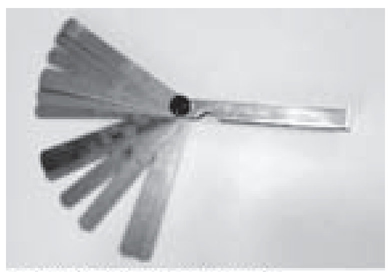


Figure 11.1 – Cales de mesure.

On peut mesurer les valeurs des cotes conditions avec les instruments de métrologie traditionnels à l'atelier (voir chapitre 14), ou utiliser des cales (figure 11.1).

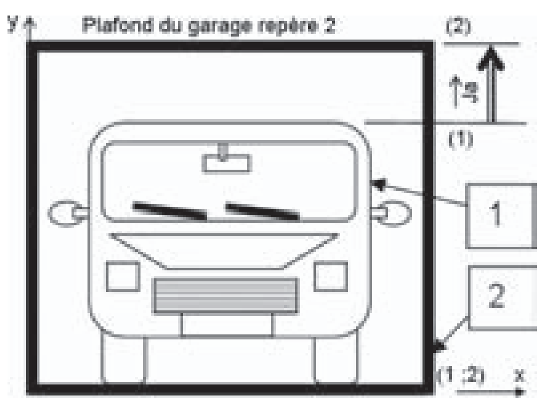


Figure 11.2 – Voiture dans un garage.

Les pièces d'un mécanisme sont « empilées » les unes sur les autres et sont en contact sur leurs **surfaces fonctionnelles**. C'est cet empilement de pièces qui engendre la cote condition [surface fonctionnelle entre les surfaces des pièces 1 et 2, notée (1 ; 2) dans l'exemple de la figure 11.2].

11.2 Chaîne de cotes

Une chaîne de cotes représente l'ensemble des cotes fonctionnelles qui permettent de déterminer graphiquement la cote condition nécessaire au bon montage ou au bon fonctionnement du mécanisme (figure 11.4). C'est une **chaîne vectorielle** écrite dans un **repère**. La distance entre deux surfaces fonctionnelles d'une même pièce est appelée **cote fonctionnelle**.

La chaîne de cotes n'est pas tracée au hasard. C'est une chaîne vectorielle partant d'une surface terminale, joignant avec des vecteurs les surfaces fonctionnelles prépondérantes dans la cote condition, et arrivant sur la deuxième surface terminale.

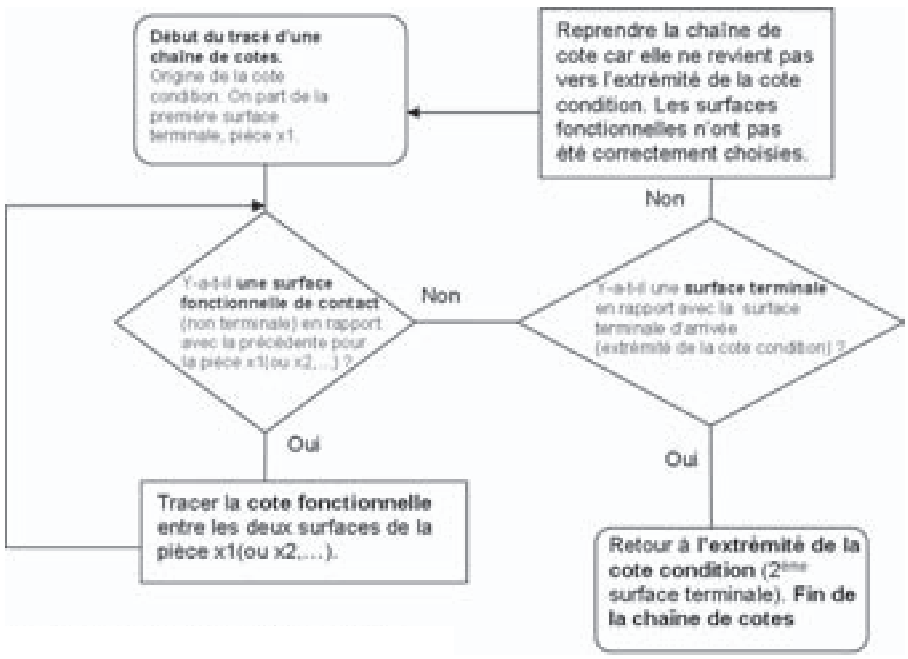


Figure 11.3 – Organigramme du tracé d'une chaîne de cotes (selon NF Z 67-010 et NF Z 67-011).

Remarque : Dans une chaîne de cotes, une seule cote fonctionnelle par pièce : une cote relie toujours deux surfaces fonctionnelles d'une même pièce.

Prenons l'exemple d'un garage d'une voiture (figure 11.4). On part de la surface terminale (1). On cherche ensuite une surface fonctionnelle où (1) est en contact avec une autre pièce : ce sera la surface fonctionnelle (1 ; 2). On trace le vecteur cote fonctionnelle partant de (1) et allant à (1 ; 2). Ce vecteur est noté a_1 (a car cote condition J_a, et 1 car le vecteur est installé entre deux surfaces de la pièce 1). Enfin, on part de (1 ; 2) et on cherche soit une surface fonctionnelle où (2) est en contact avec une autre pièce, soit une surface terminale de (2). Dans ce cas, la chaîne est simple et on peut tracer le vecteur cote fonctionnelle directement à partir de la surface (1 ; 2) jusqu'à la surface terminale (2) : on nomme cette cote a_2.

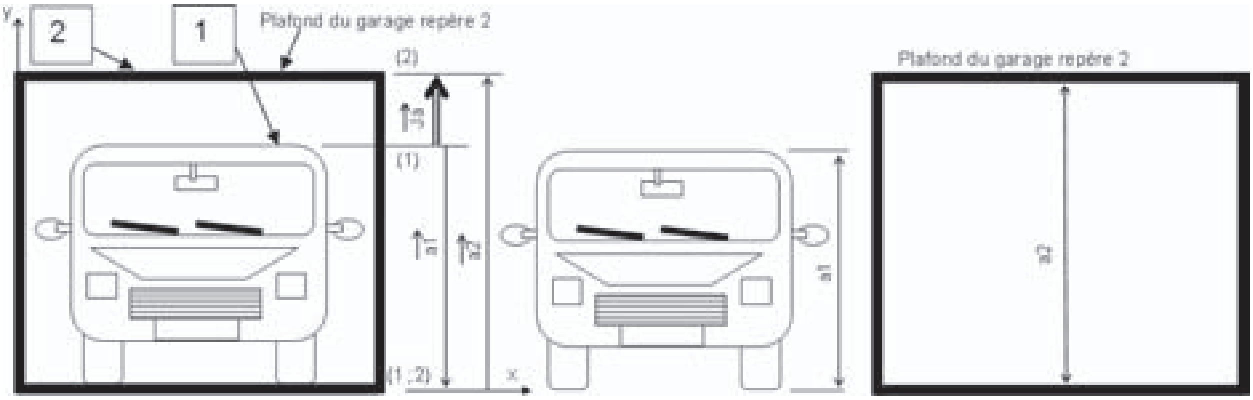


Figure 11.4 – Cotation fonctionnelle de la voiture dans le garage.

On peut ensuite reporter les cotes fonctionnelles sur le dessin des pièces séparées.

11.3 Tolérances

Comme pour les ajustements, on affecte aux pièces des tolérances soit numériques : 10 ± 0,01 mm, soit ISO : 10 H9 (voir chapitre 10).
Dans notre exemple de garage de voiture (figures 1.1 et 2) :

$$a_1 = 1\,500 \pm 20 \qquad a_2 = 2\,000 \pm 10$$

11.4 Conditions maximale et minimale

Comme pour les ajustements, les conditions maximale et minimale peuvent être calculées en prenant les cotes maximale et minimale des différentes pièces :

Vecteur cote condition = Somme des vecteurs « cotes fonctionnelles »

ou

Cote condition = Somme des cotes allant dans le même sens que la cote condition
– Somme des cotes allant dans le sens opposé de la cote condition

Dans notre exemple de garage de voiture :

$$J_a = a_2 - a_1$$

$$J_{a\max} = a_{2\max} - a_{1\min} = 2\,010 - 1\,480 = 530 \text{ mm}$$

$$J_{a\min} = a_{2\min} - a_{1\min} = 1\,990 - 1\,520 = 470 \text{ mm}$$

Exercice type

Soit la condition J_a pour la fonction **Ranger les cales étalons 2 et 3 dans leur boîte 1**.

Une cale étalon est une pièce dont l'intervalle de tolérance dimensionnelle est très faible. Avec cette cale, on peut régler la position des outils et des pièces à fabriquer sur les machines-outils.

Sur la figure 11.5, tracez la chaîne de cotes. Reportez ces cotes sur le dessin des pièces séparées. Écrivez les conditions maximale et minimale pour J_a.

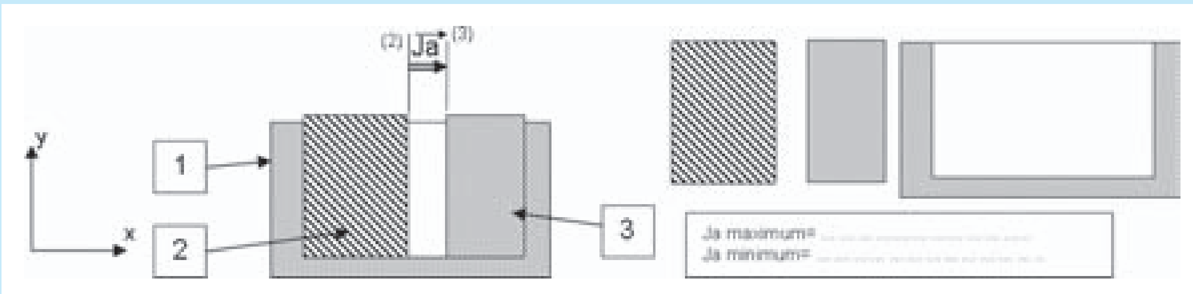


Figure 11.5 – Chaîne de cotes de J_a pour la fonction Ranger les cales étalons 2 et 3 dans leur boîte 1.

Reportez-vous aux réponses page 347.

Pour aller plus loin

Sur le galet de la plate-forme élévatrice, comment doit être la taille de la surface externe de ce galet, par rapport à la largeur de la rainure ? Justifiez votre réponse.

Voir aussi : disque dur, canon de perçage, injecteur diesel, pompe, chape de vérin.

Activités sur Internet :

http://www.listepgm.org – http://www.cnr-cmao.ens-cachan.fr

Spécifications géométriques 12

Plan

Compétences visées : L7, L9, A6, A7, A12

Pour l'historique, voir le chapitre 10 sur les ajustements.

12.1 Nécessité de l'indication de spécifications géométriques sur les plans

NF E 04-552 à 556
ISO 1101 et NF EN 22768

En plus des spécifications dimensionnelles, il est nécessaire d'indiquer des **spécifications géométriques** pour optimiser le montage ou le fonctionnement global d'un mécanisme.

Prenons l'exemple du rangement des pièces étalons (2 et 3) dans leur boîte (voir chapitre 11).

La pièce 2 que l'on veut fabriquer (figure 12.1) a une dimension tolérancée de 20 h6. On remarque que les surfaces 1 et 2 doivent être perpendiculaires, sinon la pièce ne rentrera peut-être pas. Le technicien a bien fabriqué la pièce à la dimension voulue, mais la pièce possède un **défaut géométrique** entre les surfaces 1 et 2 (défaut de perpendicularité).

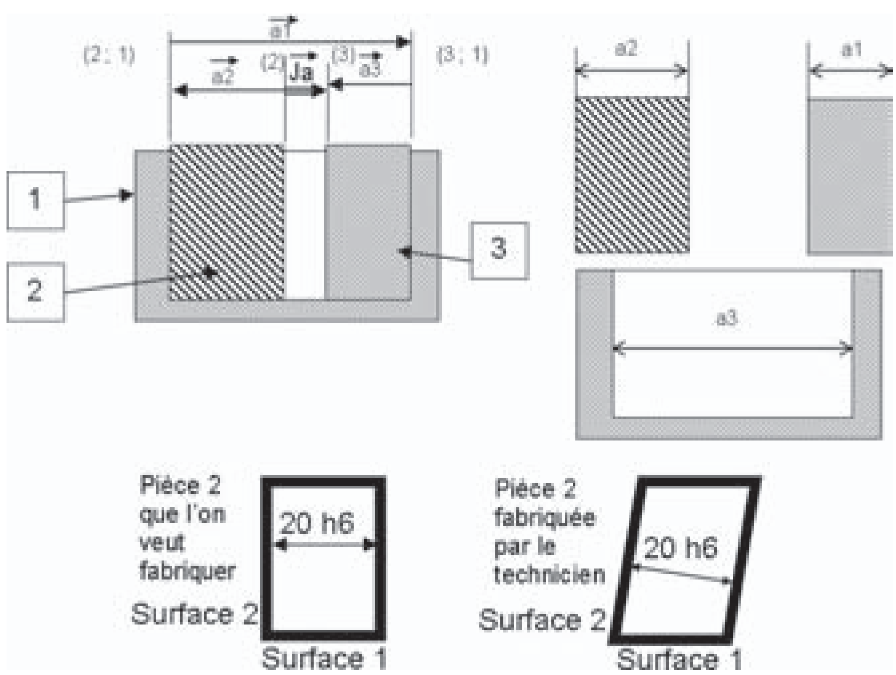


Figure 12.1 – Cotation fonctionnelle de cales rangées dans une boîte.

Sur un plan, il faut donc préciser les **spécifications dimensionnelles** et **géométriques** en vue de réaliser une **fonction** (ici, le rangement de la pièce 2 dans la boîte 1).

12.2 Notations des spécifications géométriques sur les plans et méthode d'exécution

La méthode d'exécution est la suivante (figure 12.2) :

1. On repère les surfaces fonctionnelles du mécanisme qui participent à la fonction à spécifier géométriquement.
2. On prend une surface fonctionnelle de référence (A sur l'exemple figure 12.2) et on l'inscrit dans un cadre.
3. On met une flèche sur la surface à tolérancer géométriquement (surface 2 sur la figure 12.2).
4. On note dans un cadre le type de spécification, l'intervalle de tolérance et par rapport à quelle surface de référence doit être tolérancée la surface à spécifier.

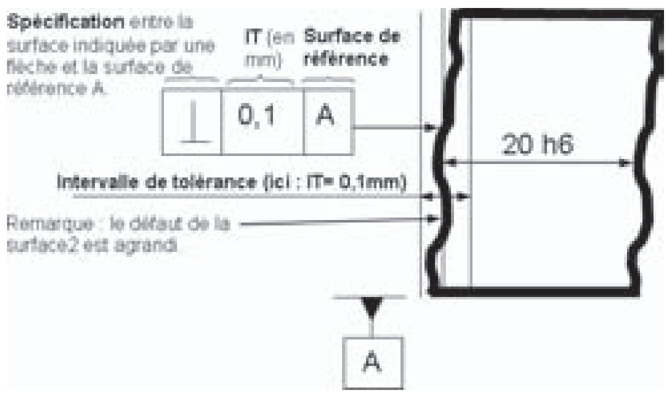


Figure 12.2 – Indication des spécifications géométriques.

12.3 Symboles des spécifications géométriques

La figure 12.3 indique les principales notations normalisées des spécifications géométriques.

Spécifications de forme pour une surface					
⏤	⏥	○	⌭	⌒	⌓
Rectitude	Planéité	circularité	cylindricité	Profil d'une ligne	Profil d'une surface
Mesure au comparateur, à la colonne de mesure, à la machine à mesurer tridimensionnelle.				Mesure à la machine à mesurer tridimensionnelle	Mesure à la machine à mesurer tridimensionnelle.

Figure 12.3a – Spécifications géométriques.

Spécifications d'orientation entre deux surfaces		
∠	//	⊥
Inclinaison	parallélisme	Perpendicularité
Mesure au comparateur, à la colonne de mesure, à la machine à mesurer tridimensionnelle.	Mesure au comparateur, à la colonne de mesure, à la machine à mesurer tridimensionnelle.	Mesure au comparateur, à la colonne de mesure, à la machine à mesurer tridimensionnelle.

Spécifications de position d'une surface par rapport au(x) surface(s) de référence		
⌯	◎	⌖
Symétrie	Coaxialité (ou concentricité)	Localisation
Mesure à la machine à mesurer tridimensionnelle.	Mesure au comparateur, à la machine à mesurer tridimensionnelle.	Mesure à la machine à mesurer tridimensionnelle.

Spécifications de battement d'une surface par rapport au(x) surface(s) de référence	
↗	⌰
Battement simple	Battement double
Mesure au comparateur, à la colonne de mesure, à la machine à mesurer tridimensionnelle.	Mesure au comparateur, à la colonne de mesure, à la machine à mesurer tridimensionnelle.

Figure 12.3b – Spécifications géométriques.

M représente le symbole pour le maximum de matière (figure 12.4). Il ne s'applique pas aux tolérances de battement et aux ajustements avec serrage.

⊥	0,05 Ⓜ	A

Figure 12.4 – Indication du maximum de matière.

Dans l'exemple précédent, la surface tolérancée devra être prise en tenant compte de la tolérance dimensionnelle au maximum de matière, c'est-à-dire lorsque 20 h6 sera à sa dimension maximale, soit 20 mm. Ainsi on évite que certaines pièces pouvant convenir soient jetées à la poubelle.

De la même manière, P indique que la zone de tolérance est projetée. Ce symbole indiquera que la tolérance ne s'appliquera qu'au prolongement de l'élément tolérancé.

Enfin, E entouré est placé après une cote pour indiquer que celle-ci est avec l'exigence d'enveloppe. Au lieu de considérer que tous les cercles locaux d'un arbre se situent entre 13 et 14 mm par exemple, le fait de placer ce symbole après indique que seul le cylindre doit être compris entre deux cylindres de diamètre 13 et 14. Cela s'applique quand il faut garantir la forme de l'élément et l'ajustement.

12.4 Spécifications de forme

12.4.1 Rectitude

Reprenons l'exemple précédent des cales étalons (figure 12.5). N'importe quelle ligne de la surface de la pièce devra être comprise entre deux lignes distantes de l'intervalle de tolérance.

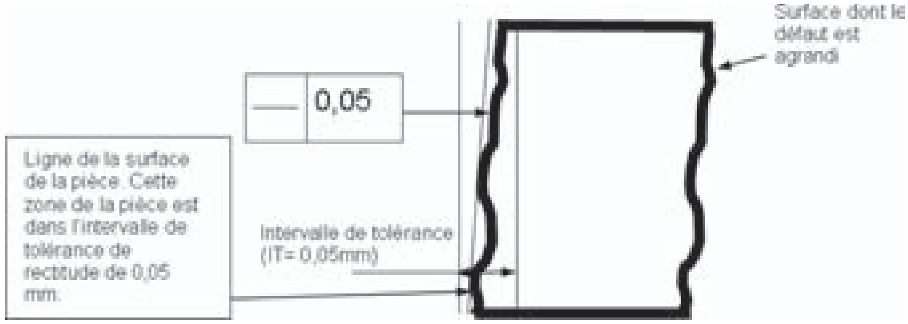


Figure 12.5 – Rectitude.

12.4.2 Planéité

La surface de la pièce devra être comprise entre deux plans distants de l'intervalle de tolérance.

12.4.3 Circularité

Chaque cercle de la surface de l'arbre doit être compris entre deux cercles dont les rayons diffèrent de l'intervalle de tolérance (0,4 mm, figure 12.6).

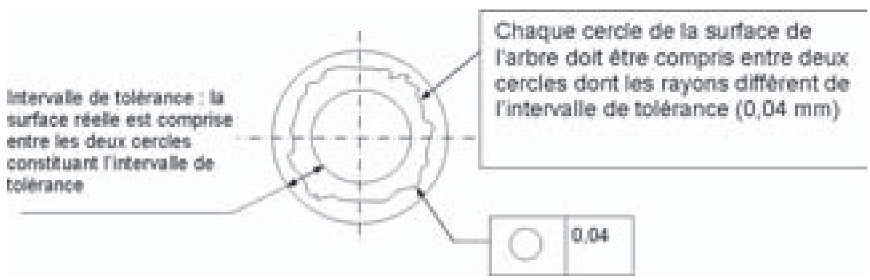


Figure 12.6 – Circularité.

12.4.4 Cylindricité

La surface de l'arbre ou de l'alésage doit être comprise entre deux cylindres dont les rayons diffèrent de l'intervalle de tolérance (figure 12.7).

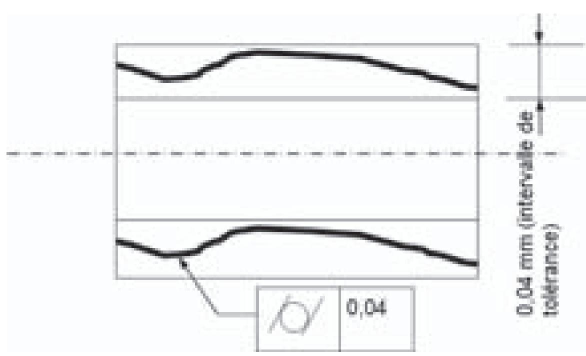


Figure 12.7 – Cylindricité.

12.4.5 Profil d'une ligne et profil d'une surface

Le principe est le même que pour les autres tolérances de forme. Chaque ligne d'une surface quelconque, ou une surface quelconque, doit être comprise entre deux lignes constituant l'intervalle de tolérance

12.5 Spécifications d'orientation

12.5.1 Perpendicularité

La surface doit être comprise entre deux plans distants de l'intervalle de tolérance et perpendiculaires à la surface de référence (voir figure 12.2).

12.5.2 Parallélisme

La surface doit être comprise entre deux plans distants de l'intervalle de tolérance et parallèles à la surface de référence.
Prenons l'exemple d'une contre-glisssière du montage de perçage (voir au chapitre 3 les projections orthogonales, et figure 12.8). Le parallélisme des faces spécifiées réalise la fonction **Bloquer axialement le levier de manœuvre**.

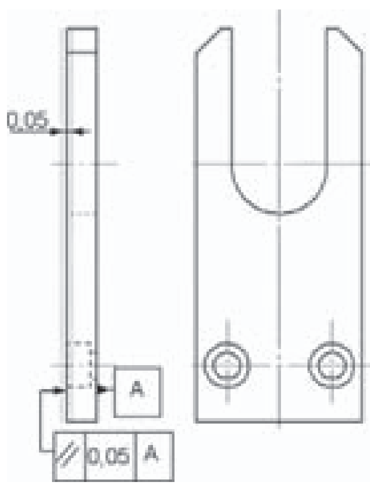


Figure 12.8 – Parallélisme.

12.5.3 Inclinaison

La surface doit être comprise entre deux plans distants de l'intervalle de tolérance et inclinés par rapport à la surface de référence.

12.6 Spécifications de position

12.6.1 Concentricité ou coaxialité

Prenons l'exemple du positionnement des portées de roulement pour un moteur électrique (figure 12.9). La fonction à spécifier de manière géométrique est **Guider le rotor**. L'axe du cylindre (l'arbre 2) devra être contenu dans un diamètre dont la valeur vaut l'intervalle de tolérance (diamètre 0,1 mm ici) par rapport à l'axe de la surface de référence (ici la surface de référence est la surface A).

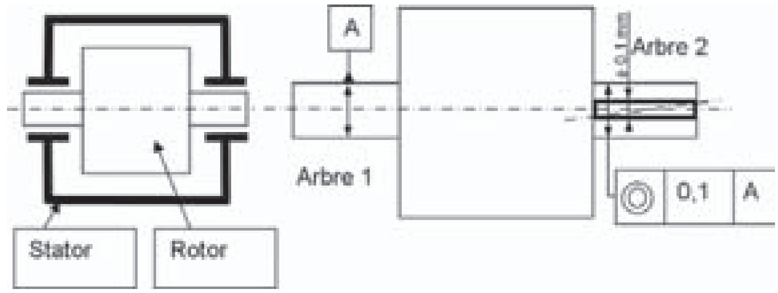


Figure 12.9 – Coaxialité d'un rotor de moteur électrique.

12.6.2 Localisation

Cette spécification est utile pour le positionnement des surfaces (parallélisme, perpendicularité, positionnement des perçages…).

Prenons l'exemple des spécifications géométriques pour la fonction **Maintenir en position le couvercle** (figure 12.10). Cinq vis fixent le couvercle pour l'arrêt axial du roulement. Les trous de passages dans le couvercle doivent être positionnés de telle manière qu'ils soient en face des taraudages du corps, sinon, on ne peut pas fixer le couvercle sur le corps.

Les 5 trous Ø 4,5 doivent être situés à l'intérieur d'un cercle de diamètre 0,1 mm autour d'une position théorique définie par le cercle de diamètre 55 et l'angle entre chaque trous (72°) et par rapport aux surfaces de référence A et B.

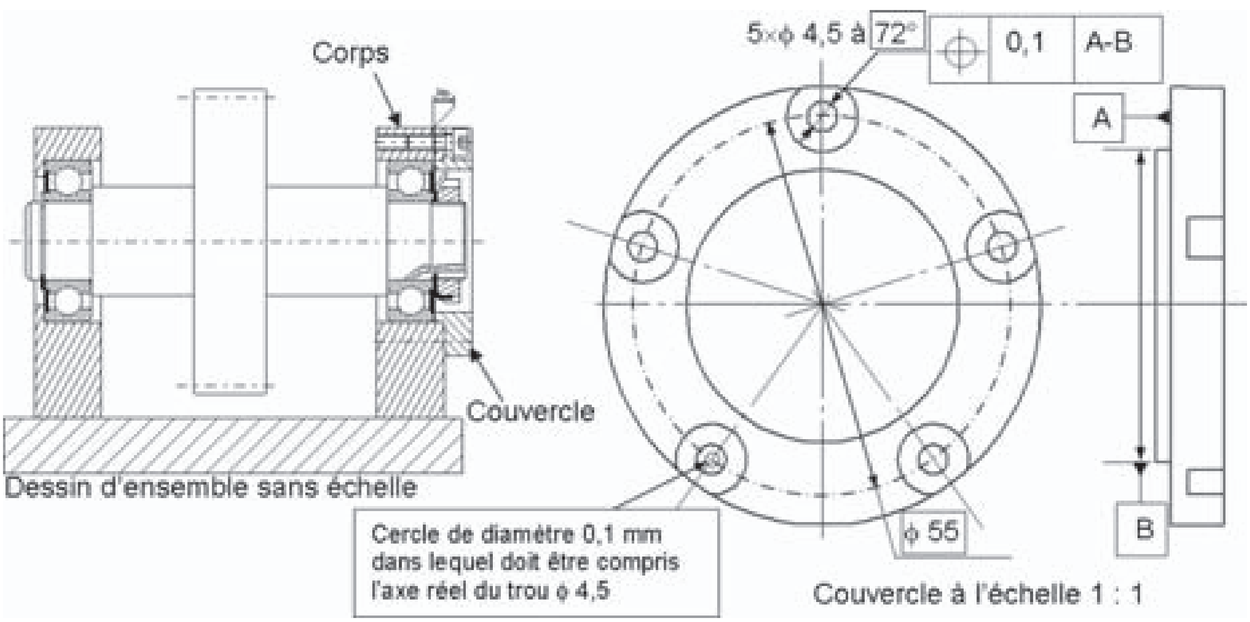


Figure 12.10 – Localisation : guidage d'un pignon denté.

12.6.3 Symétrie

Le plan médian de la rainure doit être dans l'intervalle de tolérance (figure 12.11).

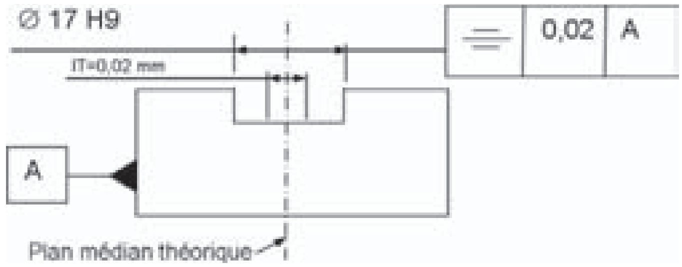


Figure 12.11 – Symétrie d'une rainure de clavette.

12.7 Spécifications de battement

La tolérance de battement (simple ou double) indique des tolérances de coaxialité et de perpendicularité.
Dans le battement simple, pour chaque position, chaque point de la surface verticale à spécifier doit être compris entre 2 **points** situés à une distance ayant la valeur de l'intervalle de tolérance.
Dans le battement double, pour chaque position, la surface verticale à spécifier doit être comprise entre 2 **plans** ou **cylindres** situés à une distance ayant la valeur de l'intervalle de tolérance.
Prenons l'exemple de l'arbre excentrique 5 du canon de perçage (voir figure 2.9 du chapitre 2). La fonction **Bloquer axialement l'arbre** peut être spécifiée par une tolérance de battement double. Celle-ci prévoit une perpendicularité entre A et la surface spécifiée, sinon, l'axe pourrait coincer les pièces 4 et 1 (figure 12.12).

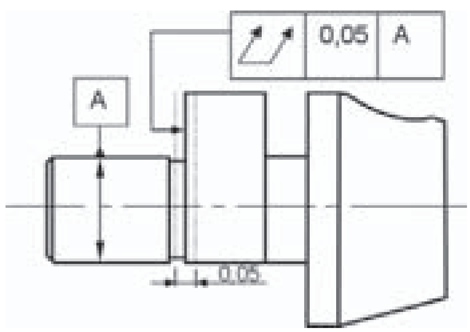


Figure 12.12 – Battement.

Exercice type

Le système étudié est une pompe à pistons axiaux (figure 12.13).

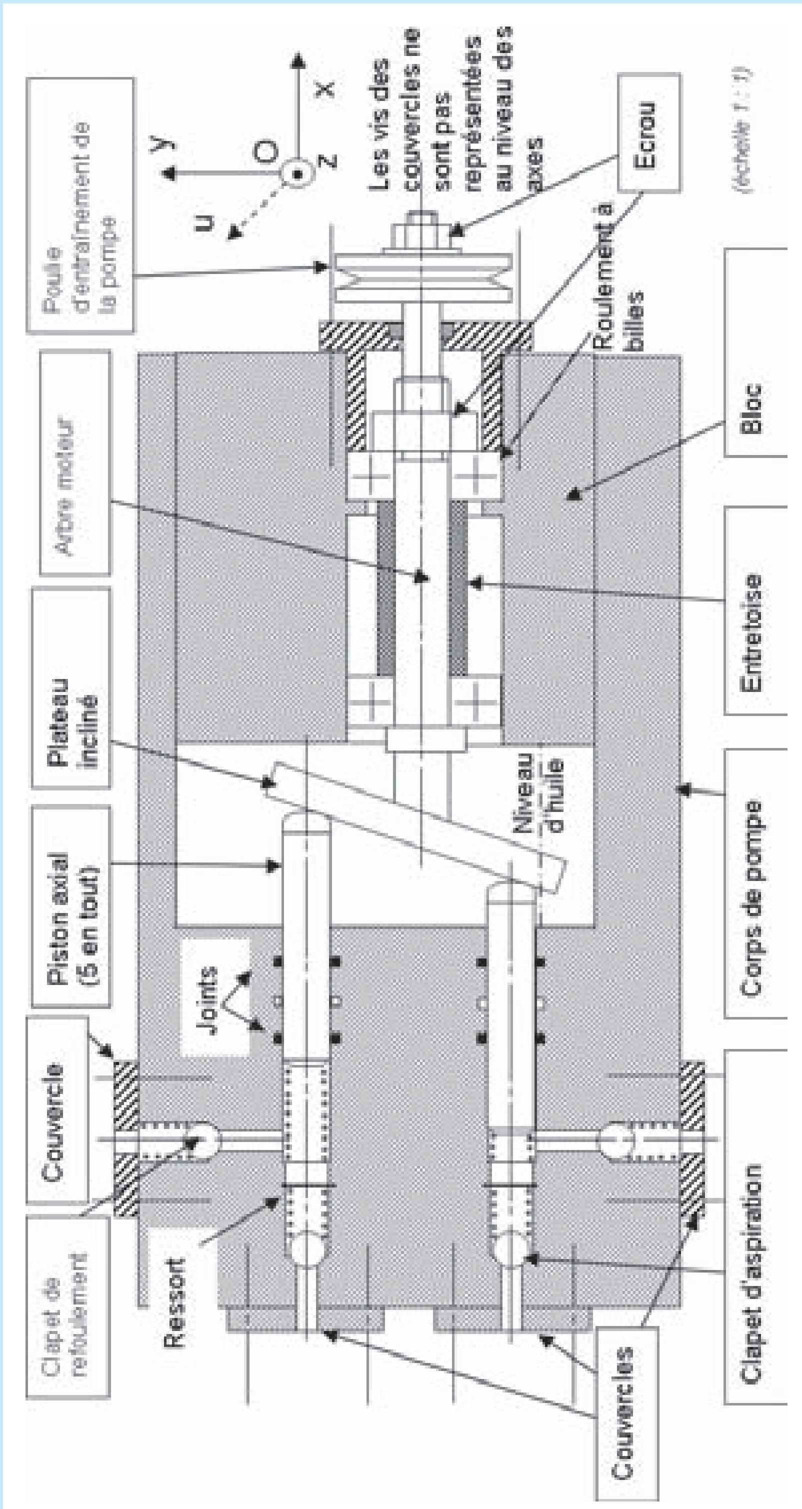


Figure 12.13 – Pompe à pistons axiaux.

■ Fonction 1 : Guider le plateau

Q1) Reportez la dimension tolérancée de la portée des roulements sur le plateau (Ø 7 m6) sur le plateau seul (figure 12.14).

Q2) Reportez la dimension tolérancée de la portée des roulements sur le support 1 (Ø 19 H7).

Q3) Sur la pièce 1, complétez le tableau de tolérance pour préciser comment la surface repérée doit être par rapport à la surface de référence A.

Q4) Que peut-il se passer si les deux surfaces ne sont pas comme vous l'avez indiqué à la question 3 ?

Q5) Sur le plateau, toute la portée des roulements doit avoir une certaine forme. Notez dans le cadre repérant cette surface le type de tolérance géométrique associée.

Q6) Que se passe-t-il si l'arbre n'est pas fabriqué avec le type de tolérance que vous avez indiqué à la question 5 ?

Q7) Indiquez dans le cadre de tolérance le type de tolérance que la surface du plateau doit avoir par rapport à la surface B.

Q8) Que se passe-t-il si les deux surfaces indiquées à la question 7 ne sont pas comme vous l'avez indiqué ?

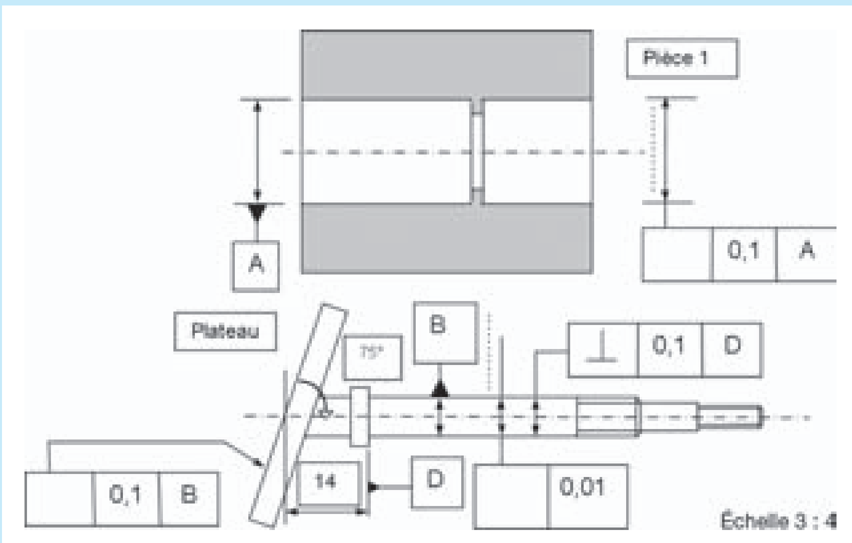


Figure 12.14 – Plateau incliné d'une pompe à pistons axiaux. Fonction 1 : Guider le plateau.

■ Fonction 2 : Guider les pistons

Q9) Sachant que l'ajustement entre le piston et le corps de pompe est Ø 6,5 H7g6, reportez la cote issue de l'ajustement sur le corps de pompe (figure 12.15).

Q10) Indiquez la tolérance géométrique à imposer aux axes des pistons par rapport à la surface C en complétant le cadre de tolérance associé sur le corps de pompe.

Q11) Pourquoi cette tolérance doit-elle être imposée ?

Reportez-vous aux réponses pages 348-350.

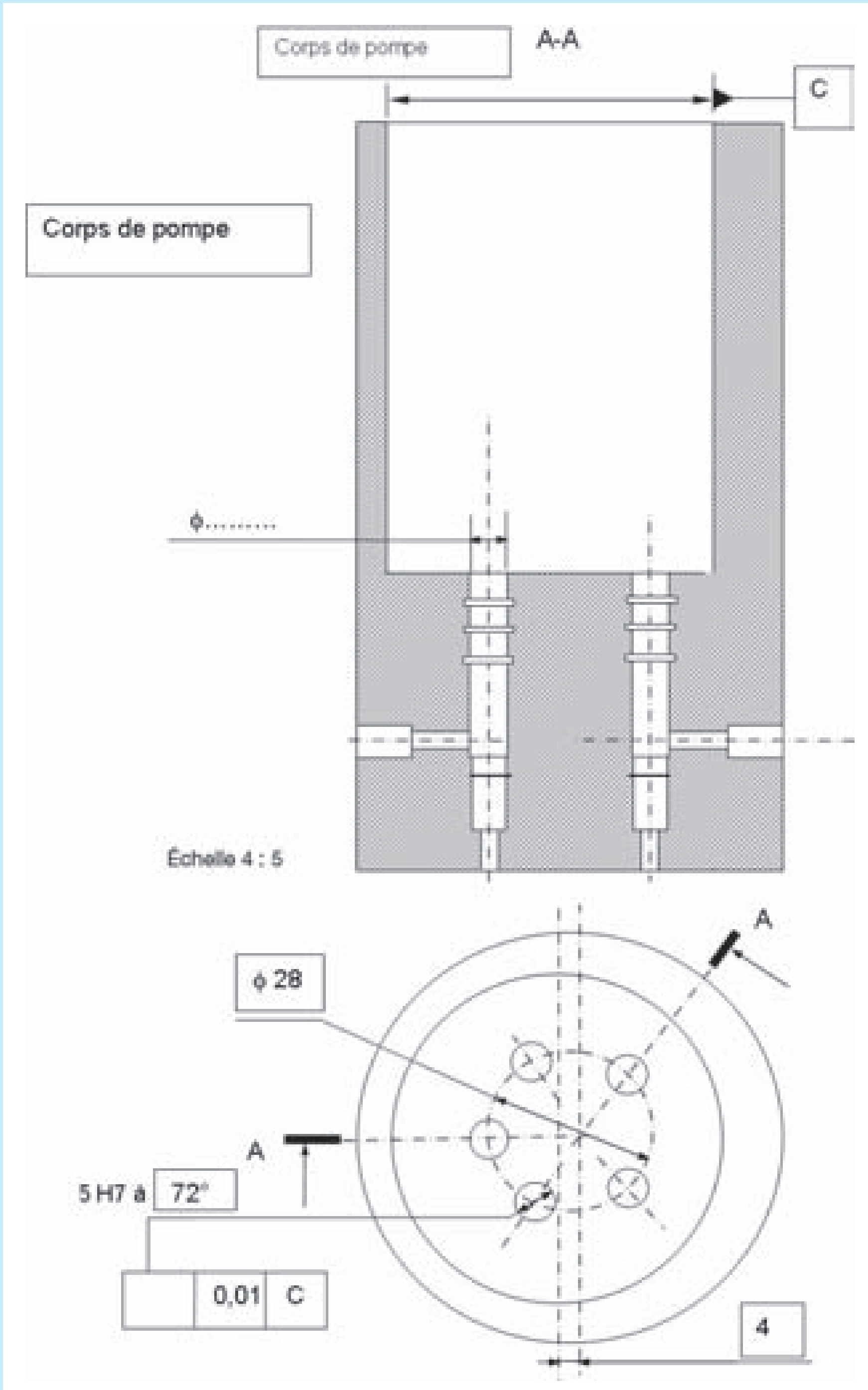


Figure 12.15 – Plateau incliné d'une pompe à pistons axiaux. Fonction 2 : Guider les pistons.

Pour aller plus loin

Donnez la position géométrique que doit avoir la surface conique de l'aiguille de l'injecteur diesel par rapport à son diamètre de guidage. Justifiez votre réponse. Représentez cette aiguille et indiquez cette spécification géométrique.

Voir aussi : batteur Minor Moulinex, presse-agrumes, plate-forme élévatrice, disque dur, canon de perçage, pompe, chape de vérin, grue d'atelier.

Activités sur Internet : http://www.listepgm.org

Spécifications de surface 13

Plan

Compétences visées : L7, L9, A6, A7, A12

13.1 Nécessité de l'étude et de l'indication des états de surface

NF E 05-015 – ISO 1302 – ISO 4287

Les fonctions d'étanchéité et/ou de frottement des pièces en mouvement relatif, sont souvent des contraintes qui obligent les constructeurs à prévoir des états de surface excellents. Il en résulte le plus souvent une amélioration des conditions de fonctionnement des mécanismes, et donc de leur rendement et de leur durée de vie, mais aussi de leur fiabilité. Les moyens mis en œuvre sont de différents ordres. Ainsi le moulage peut donner des états de surface plus ou moins satisfaisants suivant le procédé spécifique utilisé. L'utilisation de machines spéciales conditionne le plus souvent le coût de production des pièces dont la finition est excellente.

D'une manière générale, les surfaces fonctionnelles doivent présenter un excellent état de surface tandis que les surfaces non fonctionnelles sont brutes de moulage, de forgeage, etc. (figure 13.1 ; voir aussi la figure 4.14 de l'exercice en fin de chapitre 4).

Les **surfaces fonctionnelles** sont des surfaces en contact ou en appui avec d'autres pour réaliser une fonction particulière. Ici, elles participent aux fonctions (figure 13.1) :

- Surface fonctionnelle 1 : **Réaliser l'étanchéité au niveau de l'aiguille d'injection**. Il faut un excellent état de surface pour éviter les fuites.
- Surface fonctionnelle 2 : **Assurer le guidage de l'aiguille d'injection**. Il faut un excellent état de surface pour éviter les problèmes d'injection.

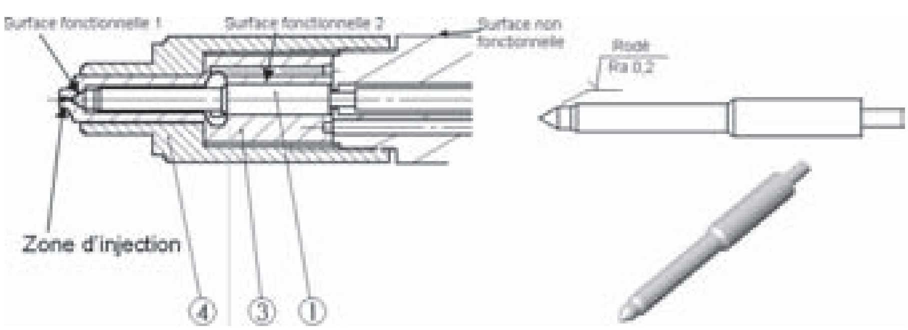


Figure 13.1 – Surfaces fonctionnelles et rugosité.

13.2 Topographie des surfaces

L'état de surface d'une pièce est caractérisé par les dimensions du profil de sa surface. Ces dimensions sont conditionnées par le procédé de fabrication de la surface.
Les surfaces paraissent lisses à l'œil de l'homme. Au grossissement, des défauts apparaissent. Ces défauts sont classés en plusieurs catégories :

- les défauts de forme : défauts de rectitude, de circularité, de planéité ;
- les défauts selon la ligne enveloppe de la surface ou ondulations de la surface (figure 13.2) ;
- les stries de rugosité, formées de saillies et de creux, tracées dans la ligne enveloppe (figure 13.3) : elles caractérisent la **rugosité** ;
- les défauts encore plus fins que les stries de rugosité.

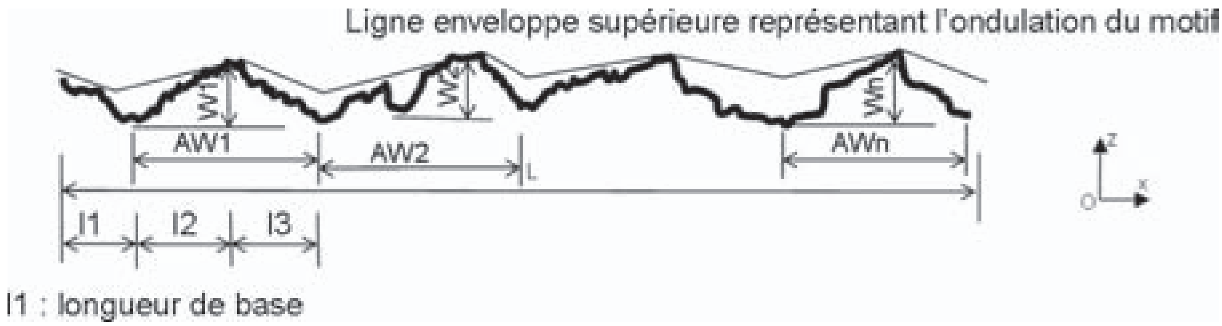


Figure 13.2 – Ligne enveloppe.

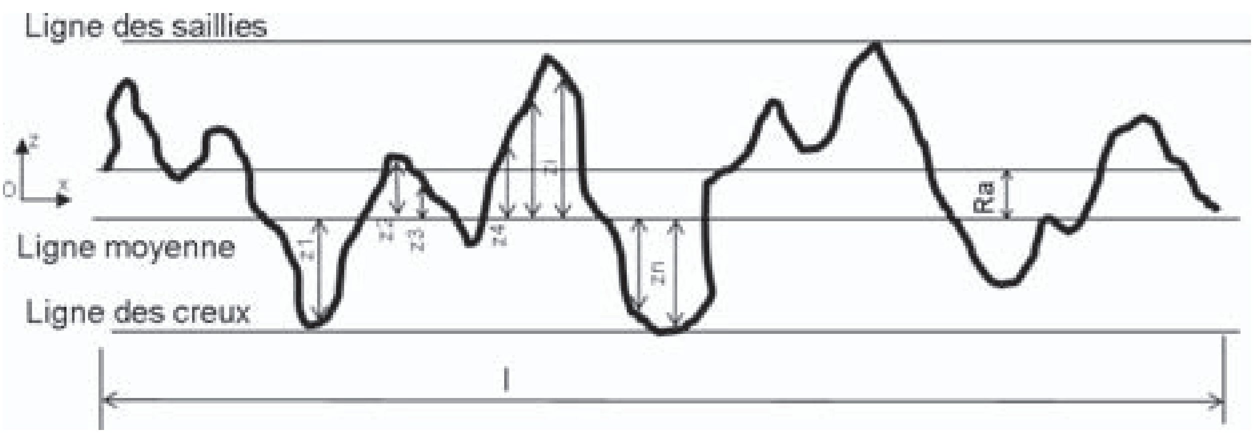


Figure 13.3 – Rugosité.

13.3 Rugosité

13.3.1 Évaluation

On appelle **rugosité** l'écart moyen arithmétique d'une surface sur une longueur ℓ et on la note *Ra*. On la calcule comme une moyenne :

$$Ra = \frac{|z_1| + |z_2| + \ldots + |z_i| + \ldots + |z_n|}{n}$$

Ra caractérise donc le *z* moyen du profil. *n* est le nombre de saillies et de creux dans le calcul. z_i est la hauteur des saillies ou des creux en mm.

13.3.2 Notations

Les valeurs normalisées de *Ra* sont données dans la figure 13.4, en µm, du plus grossier au plus fin.



Figure 13.4 – Quelques valeurs normalisées pour *Ra*.

Reprenons l'exemple de l'injecteur (figure 13.1). La surface fonctionnelle 1 **Réaliser l'étanchéité au niveau de l'aiguille d'injection** exige un excellent état de surface, sinon des fuites vont apparaître à cause des stries de rugosité. L'état de surface devra donc être rodé, poli ou traité par superfinition, sinon le fonctionnement du moteur sera perturbé par les fuites internes.

Les indications de rugosité sont notées généralement sur le dessin. La figure 13.5 donne un exemple de cette notation avec l'aiguille d'injection de la figure 13.1 pour la surface fonctionnelle 1 devant réaliser la fonction **Réaliser l'étanchéité au niveau de l'aiguille d'injection**.

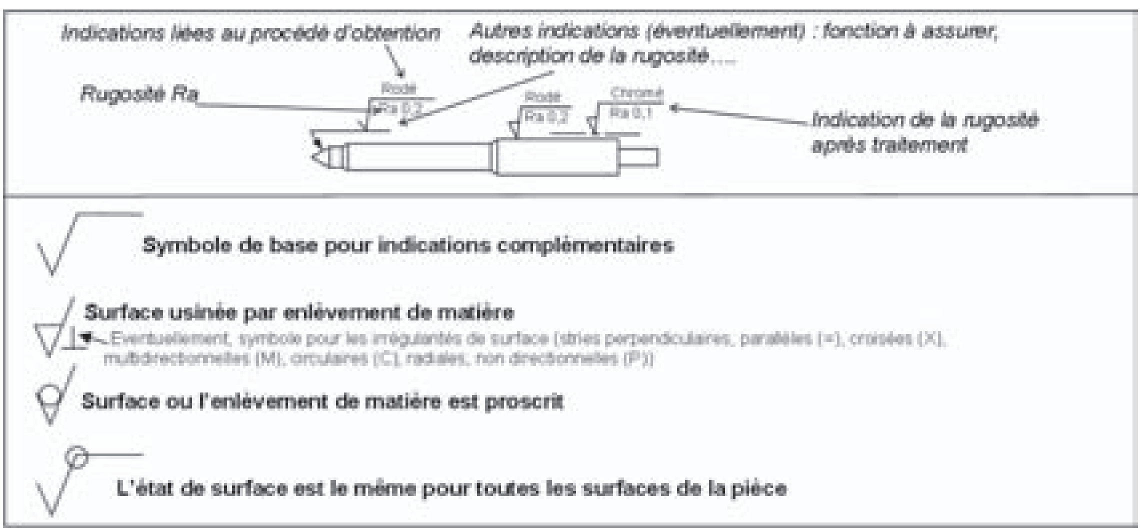


Figure 13.5 – Indications de la rugosité sur un dessin de définition.

13.3.3 Mesure

On peut mesurer la rugosité :

- au toucher en comparant la surface à celle d'un étalon, pour les rugosités « grossières » (de 50 à 0,8 µm environ) ;
- avec un rugosimètre électronique pour les mesures plus précises : on détermine, par variation d'une résistance électrique, les défauts de la surface rugueuse par palpage.

Exercice type

Reprenons l'exemple de la pompe à pistons axiaux (voir figure 12.13 en fin de chapitre 12). Le dessin du plateau porte les indications de rugosité (figure 13.6).

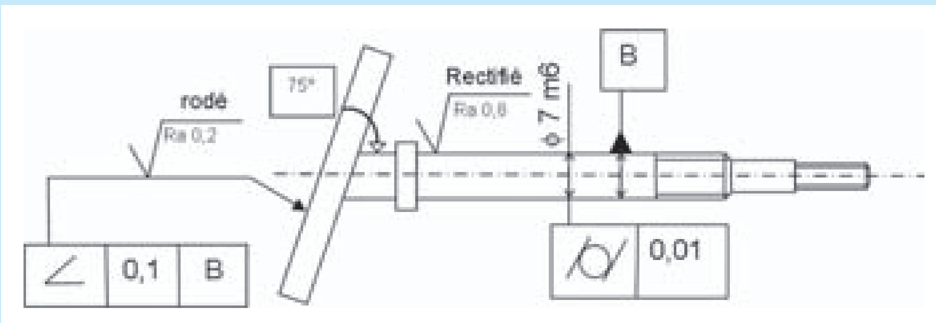


Figure 13.6 – Rugosité sur un plateau de pompe à pistons.

Q1) Décodez l'indication relative à l'état de surface du plateau.

Q2) Décodez l'indication relative à l'état de surface de la portée de roulement.

Reportez-vous aux réponses page 350.

Pour aller plus loin

Sur le disque dur, repérez par une couleur les surfaces nécessitant une rugosité très faible. Que risque-t-il de se passer en cas de rugosité trop élevée ?

Voir aussi : batteur Minor Moulinex, presse-agrumes, plate-forme élévatrice, canon de perçage, injecteur diesel, pompe, chape de vérin, grue d'atelier.

Activités sur Internet : http://www.listepgm.org

Métrologie 14

Plan

Compétences visées : A8, A9

La mesure des longueurs fait référence au système métrique avec la loi du 7 avril 1795. Cette loi précise que le 40 millionième de la distance au niveau du méridien entre Dunkerque et Barcelone vaudra 1 mètre à partir de cette date !
Notons que le kilogramme fait partie du système métrique. Il est représenté par la masse de 1 dm^3 d'eau pure.
Initialement, les mesures étaient prises à partir des dimensions corporelles, le pied et le pouce notamment. Le système métrique permet de normaliser les grandeurs pour obtenir une échelle de mesure commune.
Aujourd'hui, le mètre est mesuré très précisément en fonction de la vitesse de la lumière dans le vide et du temps d'une horloge atomique au césium.
Les outils de mesure se développent fortement à l'époque de la machine à vapeur et des machines de production du XVIIIe siècle. Les pieds à coulisse ont été initialement créés vers le XVIIe siècle, puis les micromètres. Les colonnes de mesures et les machines à mesurer tridimensionnelles sont des moyens modernes de mesure.

14.1 Pied à coulisse

Pierre Vernier (1580-1637) est un précurseur concernant la lecture des mesures. Ceci permit l'éclosion des instruments de mesure dont le pied à coulisse, instrument permettant de mesurer des dimensions avec une précision annoncée de 0,02 mm. La précision réelle se situe aux alentours de 0,1 mm.

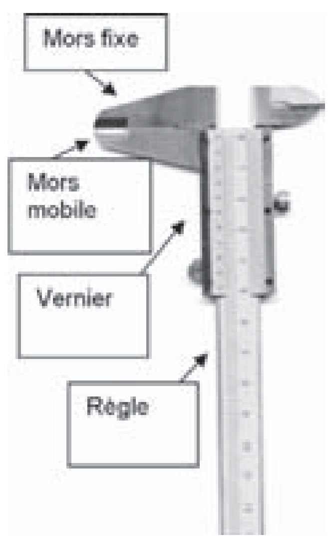


Figure 14.1 – Pied à coulisse.

Le pied à coulisse est composé d'un mors fixe, d'un mors mobile et d'une vis de maintien en position et éventuellement d'une jauge de profondeur. Pour mesurer une pièce, on intercale la pièce entre les deux mâchoires et on lit la mesure sur la partie graduée

du pied à coulisse. Cet instrument est très utilisé pour la mesure des spécifications dimensionnelles des pièces (voir les ajustements au chapitre 10 et la cotation fonctionnelle au chapitre 11).

Prenons l'exemple d'un galet de guidage de la plate-forme élévatrice (figure 14.2 ; voir aussi le chapitre 16 sur le guidage en translation). Le diamètre extérieur du galet est une **cote fonctionnelle** pour la fonction **Coulisser dans le rail**. Si elle est trop importante, il y aura un problème de montage. Il faut donc mesurer sa cote pour vérifier que ce diamètre n'est pas trop grand. On lit 65 mm sur la règle, puis on regarde en face de quelle graduation se trouve la graduation du vernier (figure 14.3).

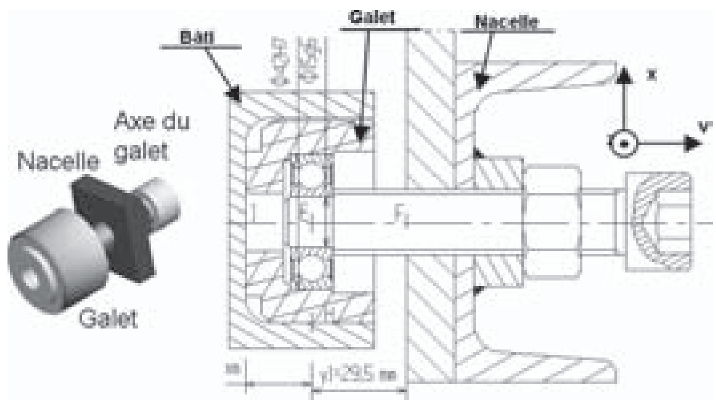


Figure 14.2 – Galet de guidage d'une plate-forme élévatrice.

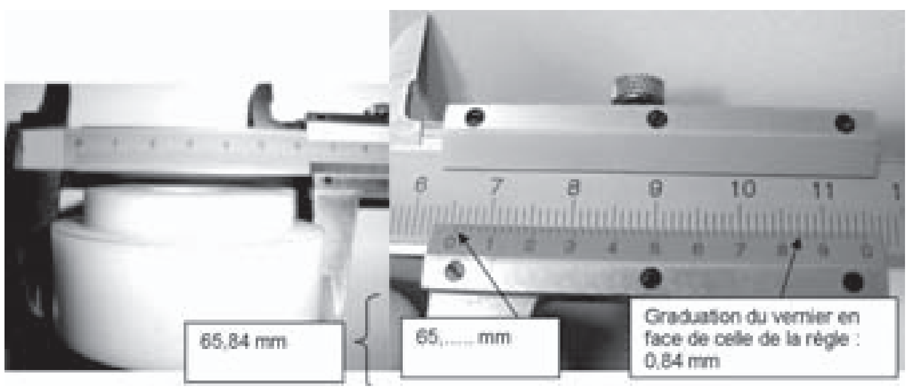


Figure 14.3 – Métrologie d'un arbre.

Considérons un autre exemple de surface fonctionnelle (figure 14.4) : l'alésage où se loge la bague extérieure du roulement pour la fonction technique **Guider le galet**.

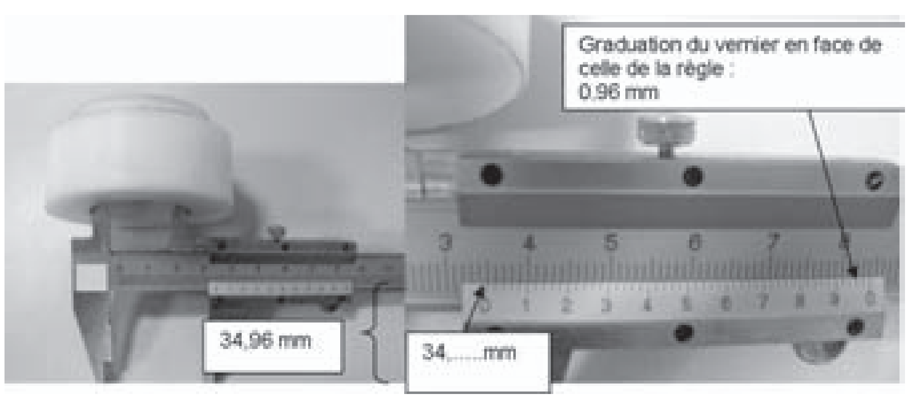


Figure 14.4 – Métrologie d'un alésage.

Voici maintenant l'exemple de l'arbre recevant la bague intérieure du roulement pour la fonction technique **Guider le galet** : on lit 14,98 mm environ (figure 14.5).

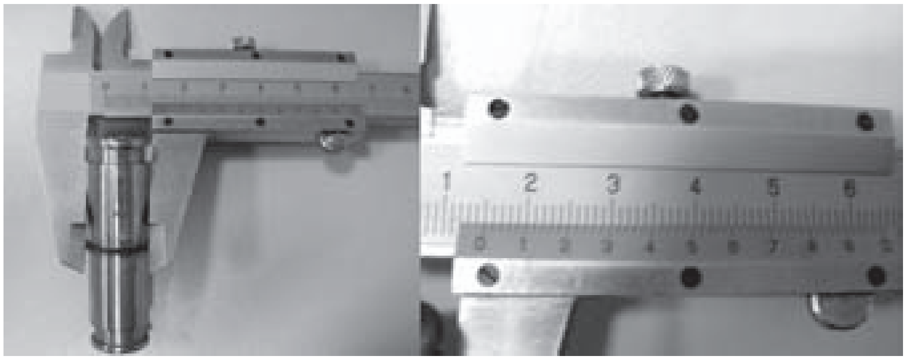


Figure 14.5 – Métrologie d'un arbre avec un pied à coulisse.

Pour mesurer une profondeur, on utilise la jauge de profondeur de la manière suivante (figure 14.6). La hauteur mesurée est ici indispensable pour éviter de frotter contre le congé intérieur du rail de guidage. On lit : hauteur = 7,98 mm environ.

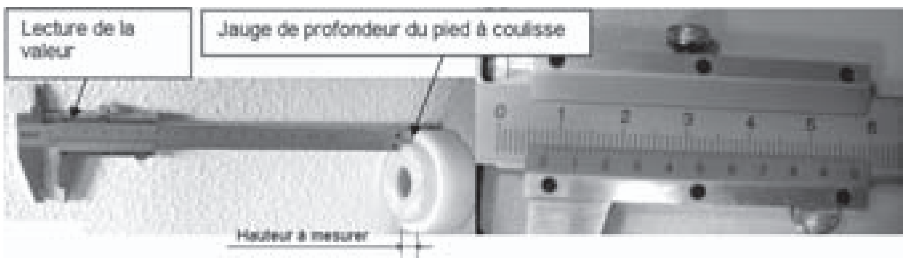


Figure 14.6 – Métrologie d'une profondeur avec un pied à coulisse.

Prenons un autre exemple de lecture (figure 14.7). Sur la règle, on lit au niveau du zéro du vernier : il se situe entre 29 et 30 mm. On sait déjà que la valeur se trouvera à plus de 29 mm mais à moins de 30 mm. Ensuite, on regarde quelle graduation du vernier est en face d'une graduation de la règle. Le 5 du vernier à la troisième graduation semble être en face d'une graduation de la règle (chaque graduation du vernier vaut 0,02 mm). On lira donc 29,56 mm.



Figure 14.7 – Vernier d'un pied à coulisse.

14.2 Micromètre intérieur ou extérieur

Le micromètre est un appareil permettant de lire la dimension d'une pièce à 0,01 mm près (il est donc plus précis que le pied à coulisse). On peut mesurer des arbres ou des alésages suivant que le micromètre est extérieur ou intérieur (respectivement). Il est parfois appelé **palmer**, du nom de son inventeur Jean-Louis Palmer en 1848.

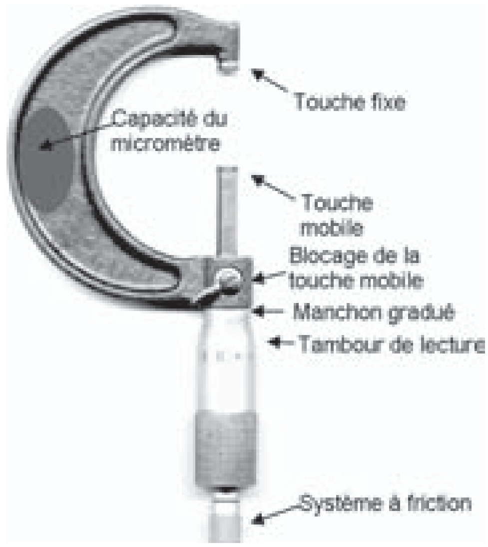


Figure 14.8 – Métrologie d'un arbre avec un micromètre.

Le tambour est gradué en 50 parties égales représentant chacune 1/100 de mm. On additionne le chiffre lu sur le tambour à celui de la graduation.
Le micromètre est employé pour mesurer les spécifications dimensionnelles des pièces (voir les ajustements au chapitre 10 et la cotation fonctionnelle au chapitre 11).
La figure 14.9 donne un exemple de micromètre intérieur.

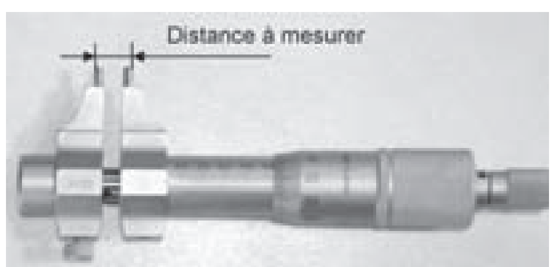


Figure 14.9 – Micromètre intérieur.

Les figures 14.10 à 14.12 donnent des exemples de lecture.
Reprenons l'exemple du diamètre extérieur du galet de guidage de la plate-forme élévatrice pour la fonction **Coulisser dans le rail** (figure 14.10). On est entre 65,5 et 66. On lit 27/100 de mm sur le tambour. La mesure vaut donc : 65,5 + 0,27 = 65,77 mm. Cette mesure est plus précise que celle du pied à coulisse.

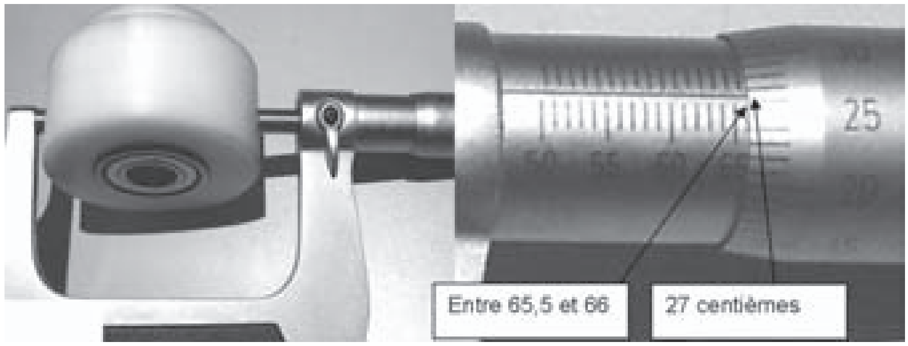


Figure 14.10 – Métrologie d'un arbre avec un micromètre.

Deux autres exemples sont proposés figures 14.11 et 14.12.

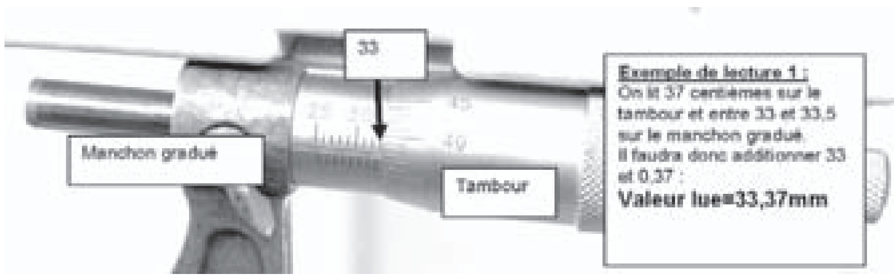


Figure 14.11 – Lecture d'un micromètre.

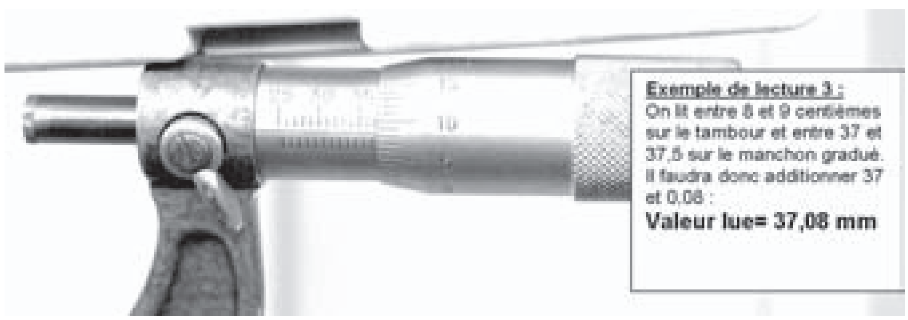


Figure 14.12 – Lecture d'un micromètre.

14.3 Peigne

Rappellons que le **pas** est la distance entre deux sommets de filet (ou deux fonds de filet) (figure 14.13). Le **peigne** permet de mesurer le pas d'une vis (figure 14.14).

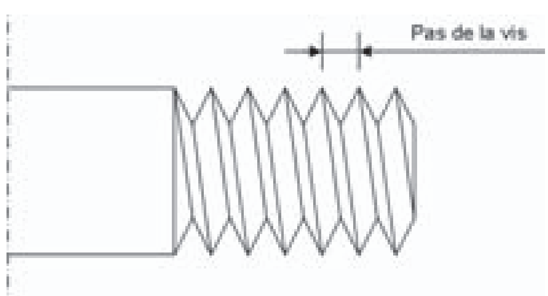


Figure 14.13 – Pas d'une vis.

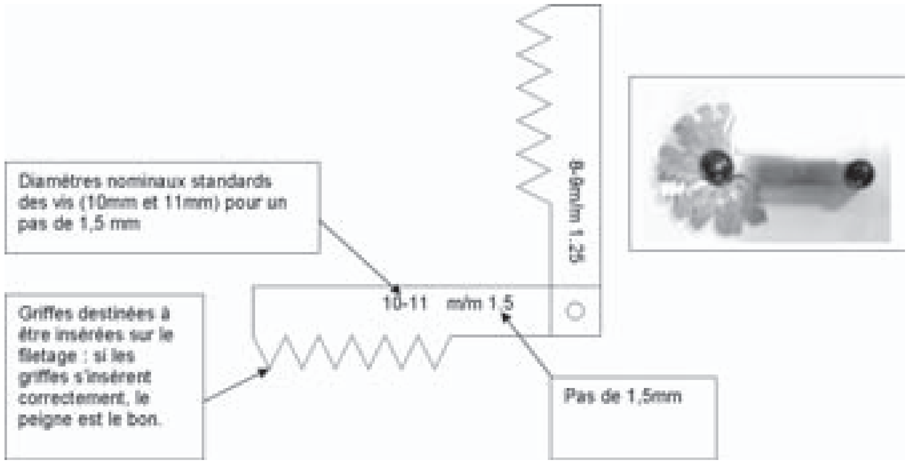


Figure 14.14 – Peigne.

Remarque : Les diamètres nominaux standard des vis de 10 et 11 mm ont un pas de 1,5 mm. Cependant, des vis fabriquées sur mesure avec un diamètre de 9 mm peuvent avoir un pas de 1,5 mm aussi.

Si le peigne rentre dans le filet, c'est le bon peigne. Sur l'exemple de la figure 14.15, le pas sera de 1,5 mm. Attention, le diamètre ne sera peut-être pas 10 mm ou 11 mm. Il faut le vérifier au pied à coulisse.

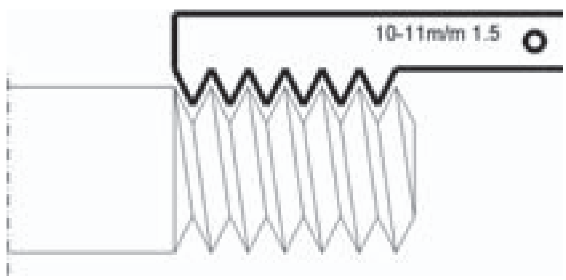


Figure 14.15 – Métrologie du pas d'une vis avec un peigne.

14.4 Comparateur

Le comparateur est un outil permettant de mesurer les tolérances de formes, d'orientation, et de battement pour les spécifications géométriques (figure 14.16).
La grande aiguille, commandée par le palpeur, fait un tour pour une différence de cote de 1 mm. Le grand cadran est divisé en cent parties, chaque division vaut donc 1/100 de mm. Le petit cadran indique le nombre de tours de la grande aiguille du grand cadran. On peut mettre la grande aiguille en face du zéro en tournant le grand cadran.
Exemple de lecture : si on prend le zéro du comparateur comme référence, la grande aiguille est décalée de 22 divisions, donc de 22/100 de mm (0,22 mm).

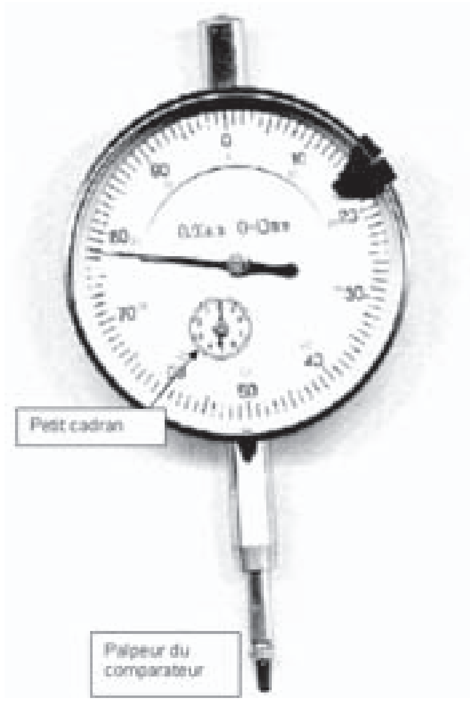


Figure 14.16 – Comparateur.

Le comparateur est employé pour le contrôle des spécifications géométriques de forme, d'orientation, de battement et de coaxialité (figure 14.17).

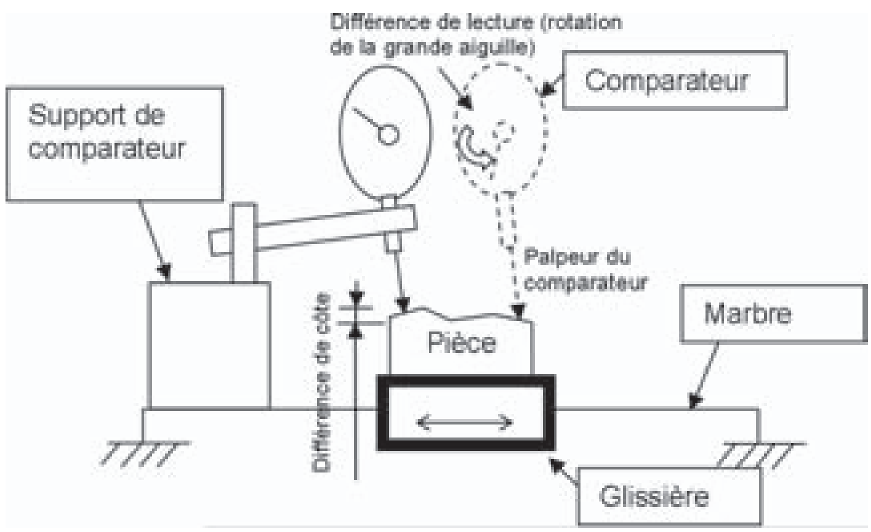


Figure 14.17 – Contrôle d'une spécification au comparateur.

14.5 Machine à mesurer tridimensionnelle et colonne de mesure

La machine à mesurer tridimensionnelle et la colonne de mesure sont des instruments dont la lecture est numérique et dont le fonctionnement reprend celui du comparateur mais en plus précis (environ ±5 μm). Le palpeur de la machine à mesurer tridimen-

sionnelle est monté sur trois glissières représentant les trois axes du repère orthonormé. Le palpeur peut ainsi translater sur les axes *x*, *y* et *z* du repère orthonormé pour mesurer différentes spécifications, dimensionnelles ou géométriques (figure 14.18). Le palpeur de la colonne de mesure descend verticalement lors de la mesure.

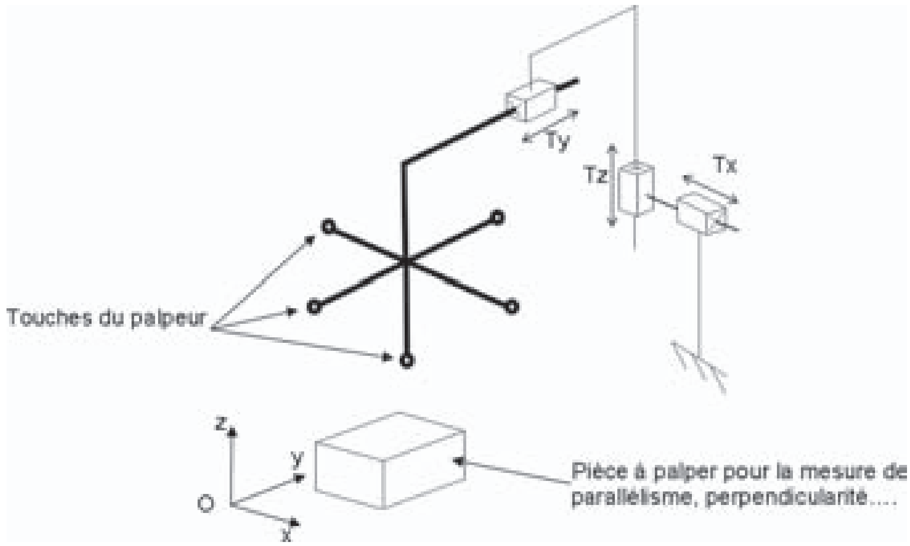


Figure 14.18 – Machine à mesurer tridimensionnelle.

Ces instruments servent au contrôle des spécifications géométriques de forme, d'orientation, de battement et de coaxialité ; mesure des spécifications dimensionnelles des pièces (voir les ajustements au chapitre 10 et la cotation fonctionnelle au chapitre 11).

14.6 Mesure de la rugosité

Pour les rugosités « grossières » (de 50 à 0,8 µm environ), la mesure se fait au toucher, en comparant la surface à celle d'un étalon. Pour les mesures plus précises, on emploie un rugosimètre électronique qui détermine, par variation d'une résistance électrique, les défauts de la surface rugueuse par palpage.

Remarque : Il existe également d'autres moyens de mesure :

- microscope ;
- agrandissement des images de la surface à mesurer ;
- métrologie interférentielle ;
- métrologie électro-pneumatique.

Pour aller plus loin

Mesurez une cote fonctionnelle sur une pièce issue d'un ensemble mécanique tels qu'un montage d'usinage, un porte-outils de tour (cales), la profondeur de passe d'une machine outil, la course d'un vérin, le déplacement d'une fourchette de la boîte de vitesses, la garde d'embrayage, le jeu dans le frein à disque, etc.

Activités sur Internet :

http://www.listepgm.org – www.metrodiff.org – http://www.cnr-cmao.ens-cachan.fr

Guidage en rotation

15

Plan

Compétences visées : ES4, E4, A6, A12

Pour l'historique, voir le chapitre 8 sur les liaisons mécaniques.

Un mouvement relatif de rotation entre deux parties mécaniques se révèle nécessaire dans de nombreux systèmes mécaniques.

On utilise couramment les termes **arbre** et **alésage** pour désigner les deux parties en rotation relative.

Pour l'alternateur, la fonction **Guider le rotor (arbre) par rapport au stator (alésage)** est très importante. Il s'agit de trouver les éléments adéquats permettant de réaliser cette fonction (figure 15.1).

La solution constructive qui réalise la fonction est la liaison pivot (figure 15.2).

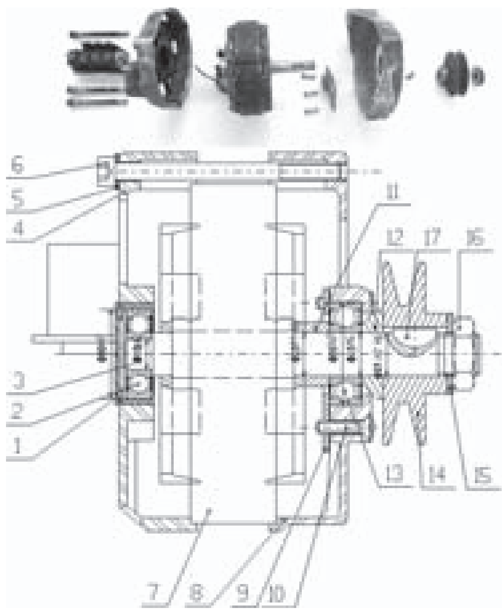


Figure 15.1 – Alternateur d'automobile.

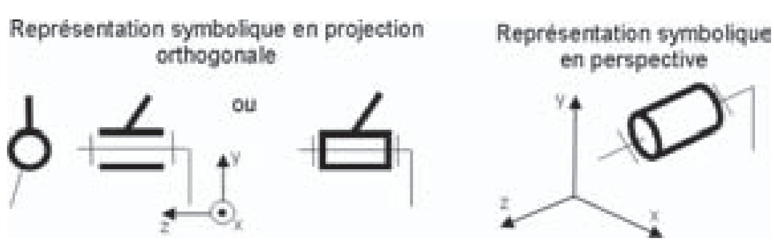


Figure 15.2 – Représentation de la liaison pivot.

15.1 Expression fonctionnelle du besoin

Un guidage en rotation entre deux pièces doit assurer les fonctions suivantes :

- positionner les deux pièces et autoriser une rotation entre elles autour d'un axe ;
- transmettre les efforts ;
- résister et s'adapter au milieu environnant ;
- être d'un encombrement minimal ;
- assurer un fonctionnement silencieux.

L'exemple de l'alternateur (voir figure 15.1) décrit ces différentes fonctions pour le guidage du rotor.
Le choix d'une solution constructive associée à un guidage en translation se fonde sur les indicateurs de qualité suivants :

- degré de précision et encombrement ;
- puissance transmissible et température de fonctionnement ;
- rendement mécanique, durée de vie et fiabilité ;
- entretien ;
- coût.

15.2 Les différents principes et moyens mis en œuvre

Différents types de guidages en rotation existent :

- guidage en rotation par contact direct entre surfaces ;
- guidage en rotation par interposition de bagues de frottement ;
- guidage en rotation par interposition d'éléments roulants.

La figure 15.3a montre un guidage en rotation par contact direct de deux surfaces cylindriques appartenant aux pièces 1 et 2.
La figure 15.3b montre les bagues de guidage 3 qui s'interposent entre la pièce 1 et la pièce 2. Les deux bagues possèdent une collerette pour l'immobilisation axiale. Le guidage en rotation est assuré par le contact des surfaces cylindriques et par deux anneaux élastiques interdisant la translation.
La figure 15.3c montre que l'arbre 1 est guidé en rotation dans le corps 2 par l'intermédiaire d'un roulement à billes 3. L'immobilisation axiale est réalisée par des anneaux élastiques.
La figure 15.3d montre le guidage en rotation par interposition d'un film d'huile pour des vitesses de rotation élevées.

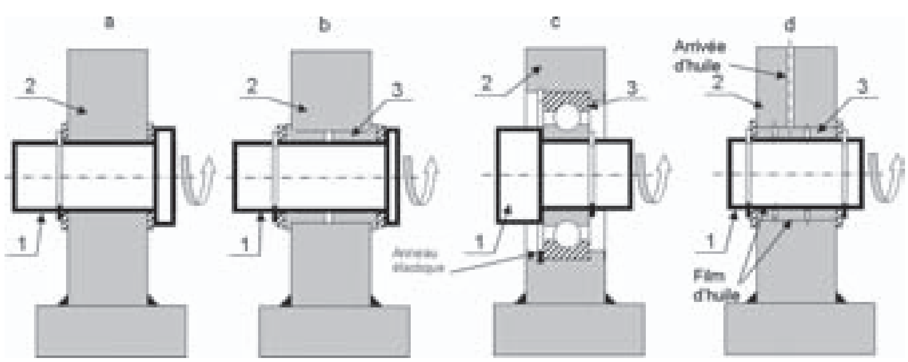


Figure 15.3 – Guidages en rotation.

15.3 Guidage en rotation par contact direct

15.3.1 Principe

Le guidage en rotation par contact direct peut être obtenu à partir du contact entre des surfaces cylindriques complémentaires et de deux arrêts qui suppriment le degré liberté en translation suivant l'axe des cylindres.
Il existe deux distributions principales de la géométrie du contact : l'une dite **en porte-à-faux** (figure 15.4a) et l'autre appelée **chape** (figure 15.4b).
Le guidage en rotation peut également être obtenu à partir du contact direct entre deux surfaces coniques complémentaires d'angle d'inclinaison suffisant pour éviter le coincement.

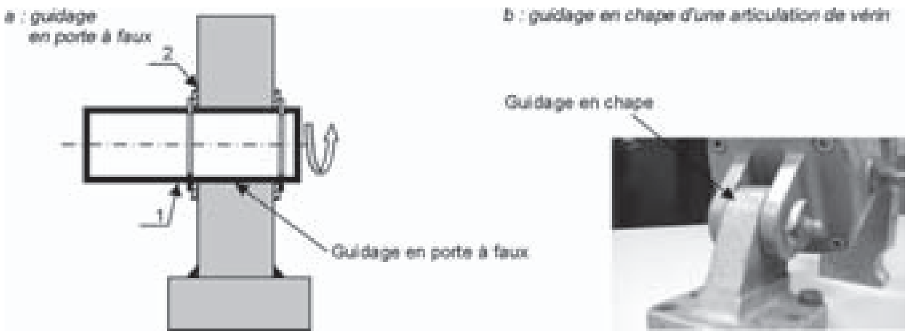


Figure 15.4 – Guidage en porte-à-faux et guidage en chape d'une articulation de vérin (Festo).

15.3.2 Précision du guidage

La précision du guidage dépend de trois caractéristiques : le jeu axial, le jeu radial et le décalage angulaire (figure 15.5). Pour que ces caractéristiques n'altèrent pas la fonction **Assurer un guidage en rotation**, il est nécessaire de vérifier les conditions suivantes :

0 < translation suivant x < jeu axial

0 < translation suivant y < jeu radial et 0 < rotation suivant y < décalage angulaire

0 < translation suivant z < jeu radial et 0 < rotation suivant z < décalage angulaire

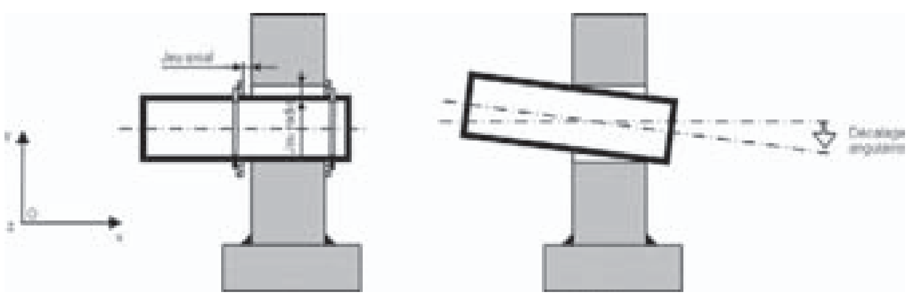


Figure 15.5 – Jeu dans un guidage.

15.3.3 Avantages et inconvénients

D'un coût peu élevé, le guidage par contact direct entre surfaces a pour conséquence des résistances passives importantes qui limitent ses possibilités d'utilisation à de faibles vitesses et à des efforts transmissibles modérés. Dans le cas contraire, un échauffement important se produirait.

La détermination des caractéristiques d'un guidage par contact direct entre surfaces s'appuie sur :

- la pression maximale admissible ;
- le comportement thermique ;
- la durée de vie souhaitée.

15.4 Guidage en rotation obtenu par interposition de bagues de frottement

L'interposition de bagues de frottement entre les pièces qui font l'objet d'un guidage en rotation permet d'atteindre des performances bien supérieures à celles obtenues avec un contact direct entre surfaces :

- réduction du coefficient de frottement ;
- augmentation de la durée de vie, fonctionnement silencieux ;
- report de l'usure sur les bagues.

Les principaux types de bagues de frottement utilisées pour assurer un guidage en rotation peuvent être classés en deux catégories : les coussinets et les bagues en tôle roulée.

Outre ces deux solutions, on peut placer dans la catégorie « bagues de frottement » les articulations sphériques qui s'utilisent par paire.

15.4.1 Coussinets frittés NF E 22-510 et ISO 2795

Un coussinet est une bague, avec ou sans collerette, monté serré dans l'alésage et glissant dans l'arbre (figure 15.6).

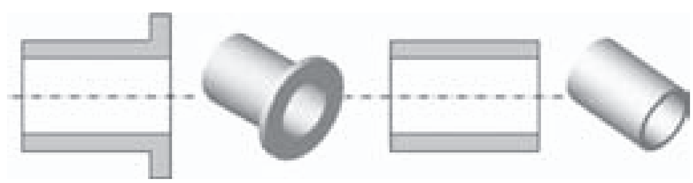


Figure 15.6 – Coussinets.

Les coussinets sont réalisés à partir de différents types de matériaux : bronze, matières plastiques (Nylon, Teflon), etc. Ils peuvent être utilisés à sec ou lubrifiés.

Les coussinets autolubrifiants sont obtenus à partir d'un métal fritté (poudre comprimée et chauffée en atmosphère contrôlée) dont la porosité varie entre 10 % et 30 % du volume du coussinet (figure 15.7).

Ils sont imprégnés d'huile jusqu'à saturation, ou chargés de lubrifiant solide. Sous l'effet de la rotation de l'arbre et de l'élévation de la température, l'huile est aspirée et assure une excellente lubrification. À l'arrêt de l'arbre, du fait de la porosité du coussinet, le lubrifiant reprend sa place.

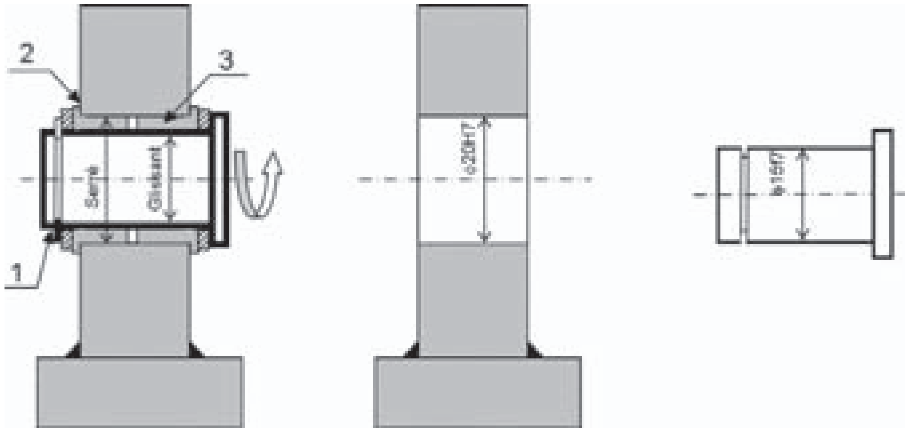


Figure 15.7 – Coussinets autolubrifiants.

15.4.2 Bagues en tôle roulée ISO 3547

Elles sont constituées d'une tôle roulée recouverte d'une couche de bronze fritté et d'une couche de résine PTFE imprégnée de lubrifiant solide (graphite ou plomb, etc.) (figure 15.8). Le coefficient de frottement entre la résine PTFE et l'acier se situe vers 0,03 suivant les conditions de fonctionnement.

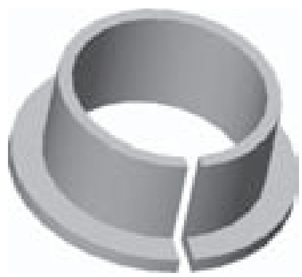


Figure 15.8 – Bague.

15.4.3 Articulations sphériques montées par paire

Les articulations sphériques sont constituées de deux bagues dont l'assemblage résulte du contact entre deux surfaces sphériques complémentaires. On les utilise pour réaliser un guidage en rotation admettant des décalages angulaires et un défaut d'alignement. Sur le moteur du presse-agrumes (figure 15.9), les articulations sphériques sont clipsées sur les paliers 22. Le palier 22 réalise le positionnement axial de l'arbre 20 par rapport au stator du moteur.

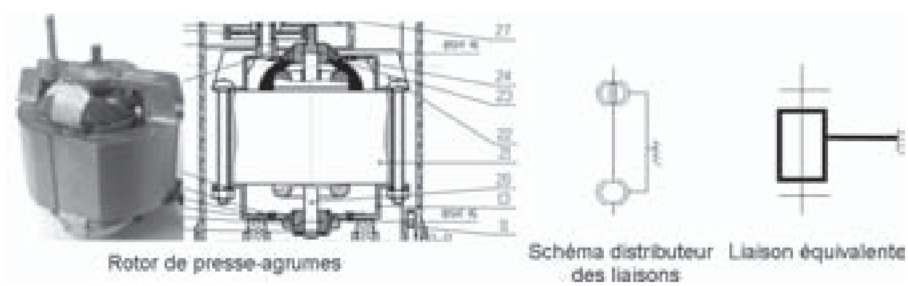


Figure 15.9 – Articulation sphériques sur presse-agrumes (conservatoire Seb, Lyon).

15.5 Guidage en rotation réalisé par roulement

ISO 15 – ISO 104 – ISO 1206 – ISO 3245 – NF EN ISO 8826

Un roulement est constitué d'éléments (billes, rouleaux ou aiguilles) interposés entre une bague intérieure ajustée sur l'arbre à guider et une bague extérieure qui positionne le roulement dans l'alésage. Une cage d'espacement maintient les éléments roulants à intervalles égaux si nécessaire (figure 15.10).
Le frottement de roulement ou résistance au roulement est réduit par rapport au frottement de glissement.

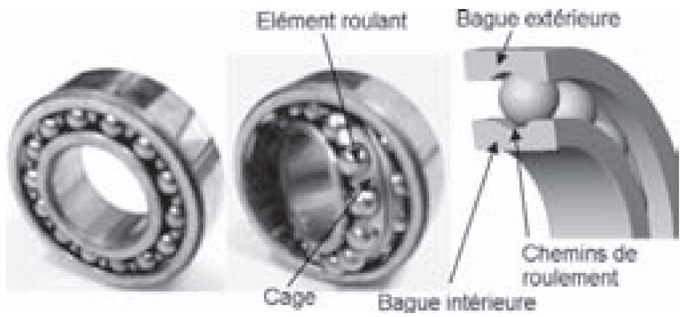


Figure 15.10 – Roulement à rotule sur billes.

15.5.1 Typologie et désignation des roulements

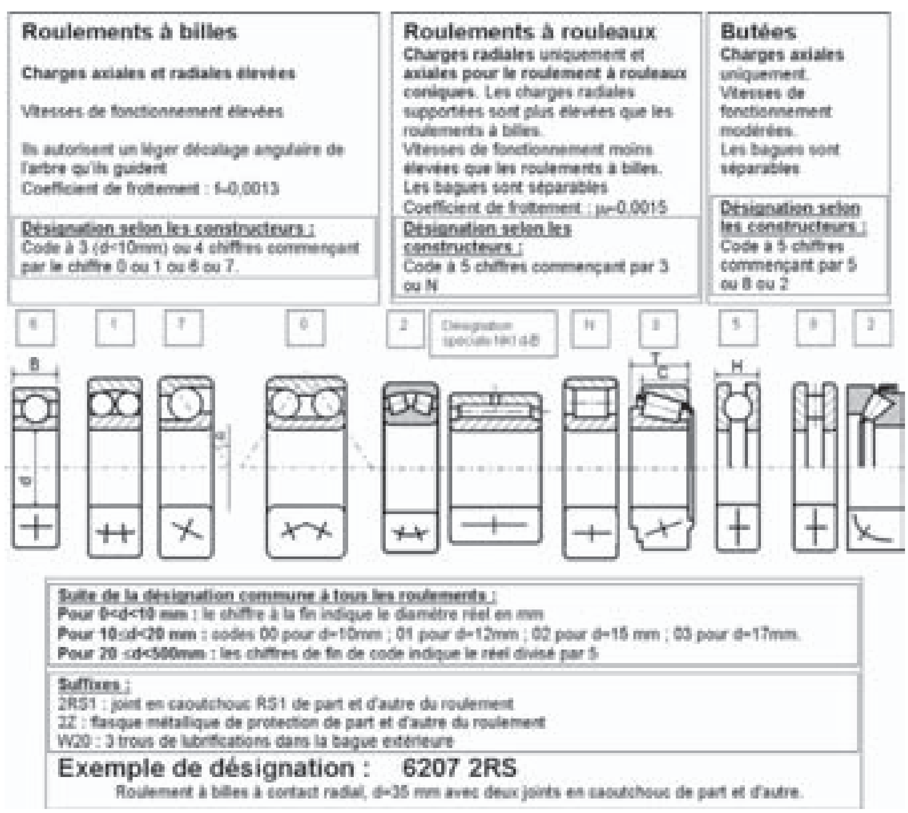


Figure 15.11 – Typologie et désignation des roulements.

15.5.2 Roulements à rouleaux cylindriques

Les charges radiales que peut supporter ce type de roulement sont plus élevées que celles supportées par des roulements à billes, où le contact est proche du ponctuel. Les vitesses autorisées sont plus faibles que dans le cas de roulements à billes.

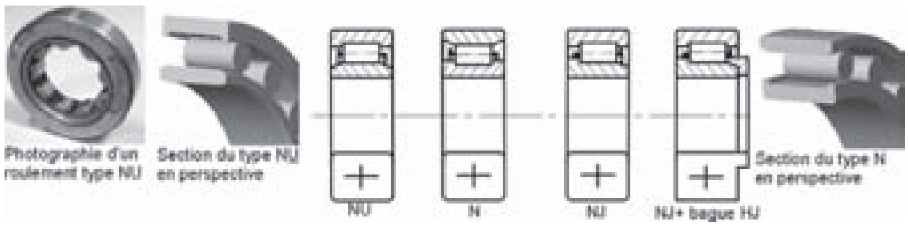


Figure 15.12 – Principaux types de roulements à rouleaux cylindriques.

Les roulements à rouleaux cylindriques ne supportent que des charges radiales (importantes), mais aucune charge axiale.
Du fait du peu d'effet de rotulage entre les bagues, ils n'acceptent pas de défaut d'alignement des portées.

15.5.3 Roulements à aiguilles

Exemples : tripode et direction (figures 15.13 et 15.16).



Figure 15.13 – Roulements à aiguilles.

Comparés aux roulements à rouleaux cylindriques, pour un même diamètre nominal, les roulements à aiguilles offrent :

- des vitesses maximales plus élevées dans le cas des diamètres faibles ;
- des charges radiales inférieures ;
- une moins grande rigidité ;
- un encombrement radial moins élevé ;
- un prix moins important.

15.5.4 Roulements à billes

Prenons l'exemple d'un **alternateur** (voir figure 15.1) **guidé en rotation** par les **deux roulements** 2 et 13.
Les roulements à billes à gorges profondes peuvent supporter des charges radiales et axiales importantes, des vitesses de fonctionnement élevées, et sont silencieux.
Du fait de leur grande rigidité, ils ne tolèrent pas de défaut d'alignement important entre l'arbre et l'alésage.
Ils peuvent avoir un ou deux déflecteurs (ZR ou 2ZR), ou joints d'étanchéité (RS ou 2RS).

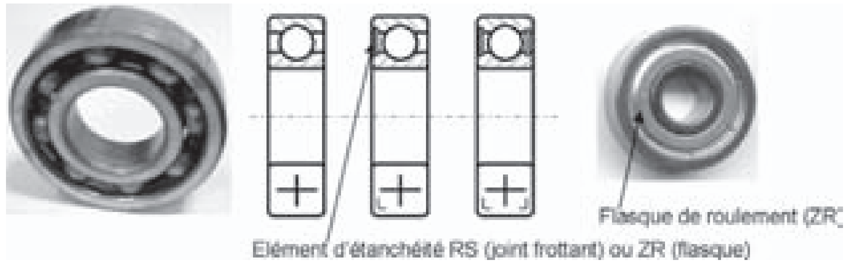


Figure 15.14 – Roulements à billes à contact radial.

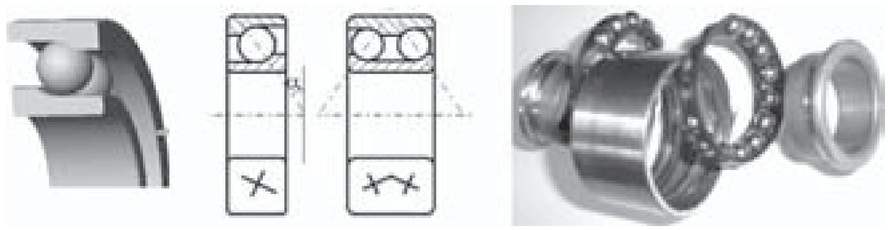


Figure 15.15 – Roulements à billes à contact oblique.

Prenons à présent l'exemple d'un **pignon** de la **direction** d'une automobile (figure 15.16).

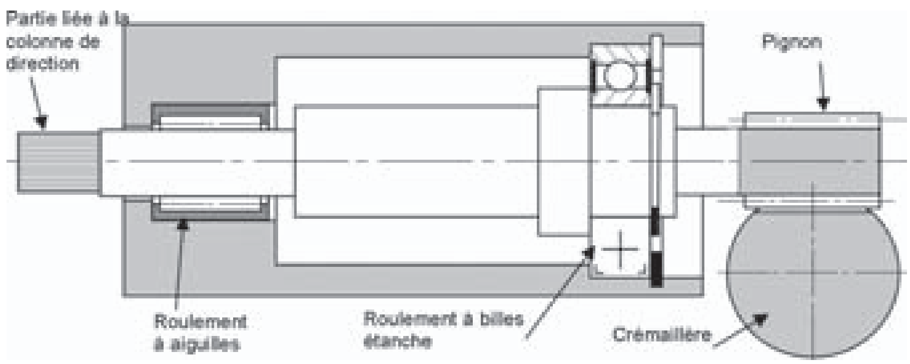


Figure 15.16 – Guidage par roulement d'une direction d'automobile.

Les roulements à billes à contact oblique sont dérivés des roulements rigides à gorges profondes, leurs chemins de roulements sont inclinés d'un angle α (15°, 30° ou 45°). Du fait du nombre de billes plus grand que dans les roulements à gorges profondes, ils supportent des efforts radiaux plus importants, mais leur conception n'autorise des charges axiales que dans un seul sens. Ces roulements sont montés par paire avec un jeu axial nul obtenu par une mise sous charge axiale appelée précontrainte. Il existe une variante, les roulements à deux rangées de billes, qui peut être montée seule dans le cas d'un palier court.

15.5.5 Roulements à rotule sur billes

Dans les roulements à rotule sur billes (figure 15.17), la bague extérieure possède un chemin de roulement sphérique. La bague intérieure et les billes peuvent osciller autour du centre du roulement. Cet angle d'oscillation, aussi appelé angle de rotulage ou de déversement, peut varier de 1,5° à 3° suivant les séries.
Ces roulements autorisent donc des défauts d'alignement des paliers, ainsi que des flexions importantes de l'arbre. Ce type de roulement supporte tous types de charges, mais les charges axiales devront rester limitées.

15.5.6 Roulements à rotule sur deux rangées de rouleaux

Ils supportent des charges plus élevées que les roulements à rotule sur billes, tout en acceptant un déversement possible des bagues.

15.5.7 Roulements à rouleaux coniques

Comme les roulements à billes à contact oblique, ils n'acceptent des charges axiales que dans un seul sens (figure 15.17). Ils sont montés par paire en opposition. Ces roulements supportent des charges axiales et radiales très importantes.

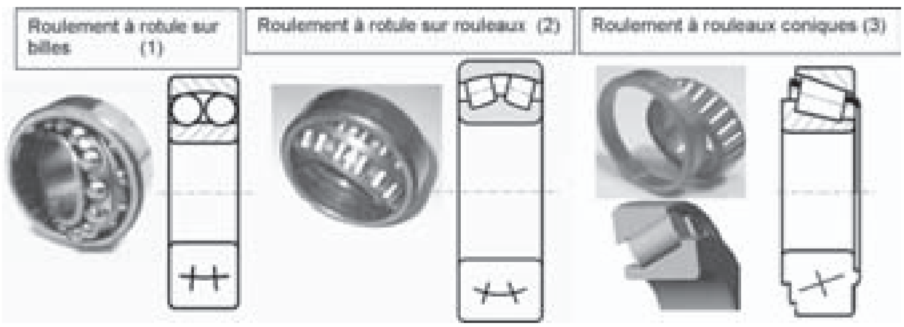


Figure 15.17 – Roulements à rotule et à rouleaux coniques.

15.5.8 Butées à billes

Peu utilisées, elles n'acceptent que des charges axiales pures. Ces butées existent dans des modèles à simple effet acceptant des charges axiales dans un seul sens et dans des modèles à double effet qui acceptent des charges axiales dans les deux sens. Les butées à billes doivent être associées à d'autres types de roulements qui assurent le centrage de l'arbre par rapport au logement.

15.5.9 Butées à aiguilles

Elles peuvent supporter de fortes charges axiales et sont peu sensibles aux chocs. Les montages obtenus sont très rigides et d'un encombrement réduit.
Prenons l'exemple d'une butée à billes au niveau du guidon d'un vélo (figure 15.18).

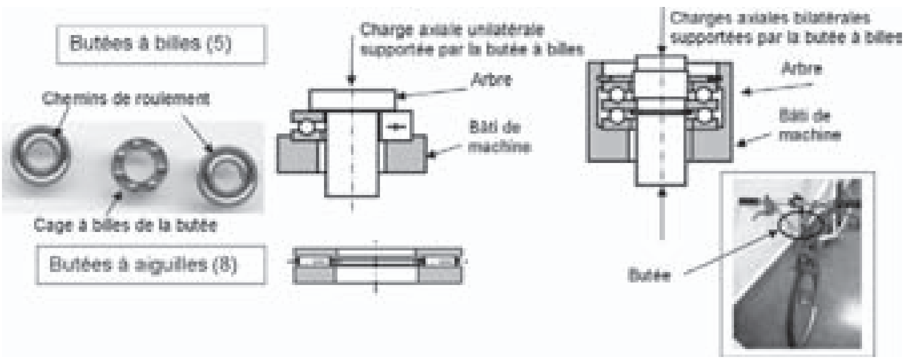


Figure 15.18 – Butées.

15.5.10 Montage des roulements

Un jeu interne existe dans les roulements (figure 15.19). Il faut en tenir compte car ce jeu participera au guidage. De plus, il est nécessaire de définir :

- l'ajustement entre la bague intérieure et l'arbre ;
- l'ajustement entre la bague extérieure et le logement ;
- les immobilisations axiales nécessaires.

Il faut également prévoir l'étanchéité et le graissage des roulements.

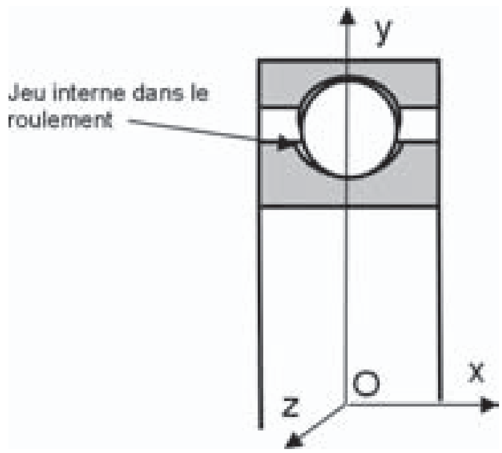


Figure 15.19 – Jeu interne dans un roulement.

On peut associer les modèles de montage des roulements suivants (figures 15.20 à 15.22).

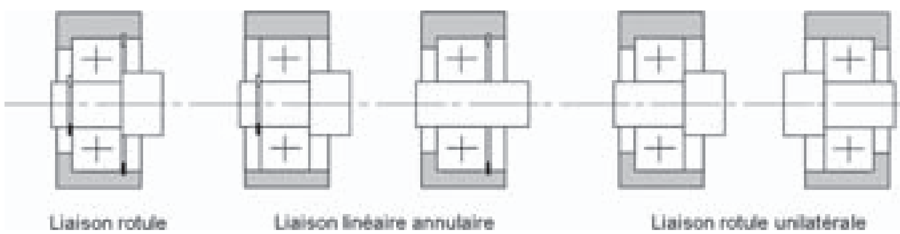


Figure 15.20 – Modèles de montage pour un roulement.

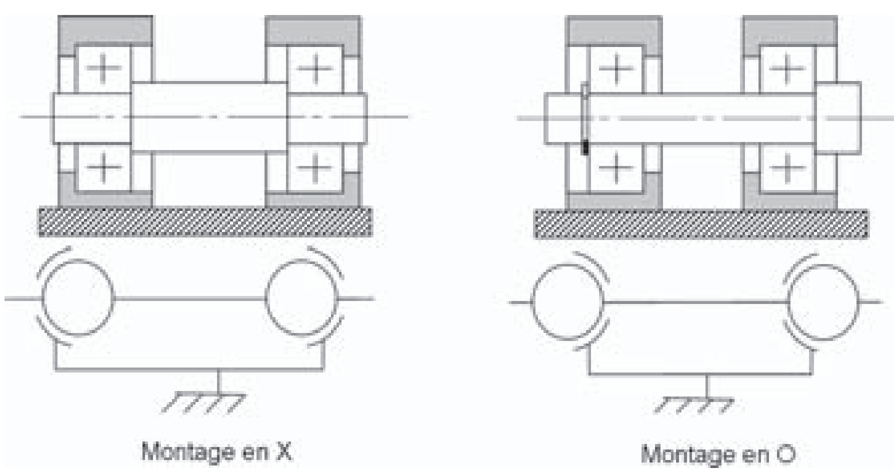


Figure 15.21 – Modèles de montage en X ou en O avec deux roulements.

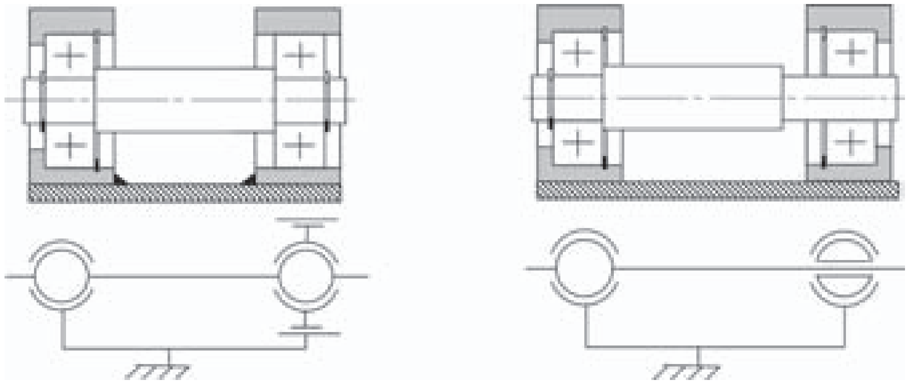


Figure 15.22 – Autres modèles avec deux roulements.

15.5.11 Immobilisation des bagues d'un roulement

Règle 1 : les bagues tournantes par rapport à la direction de la charge, ajustées serrées dans leur logement, doivent être complètement immobilisées axialement.
Règle 2 : les bagues immobiles par rapport à la direction de la charge, sont ajustées avec jeu. Elles assurent la mise en position de l'ensemble tournant par rapport à la partie fixe du mécanisme.

Ce positionnement doit éliminer toute translation entre l'arbre et le logement. Il est impératif d'éviter une fixation surabondante. Pour ce faire, il suffit d'installer un seul arrêt dans chaque sens sur l'ensemble des bagues montées glissantes.

La figure 15.23 donne des associations possibles d'arrêts axiaux pour les montages de roulements.

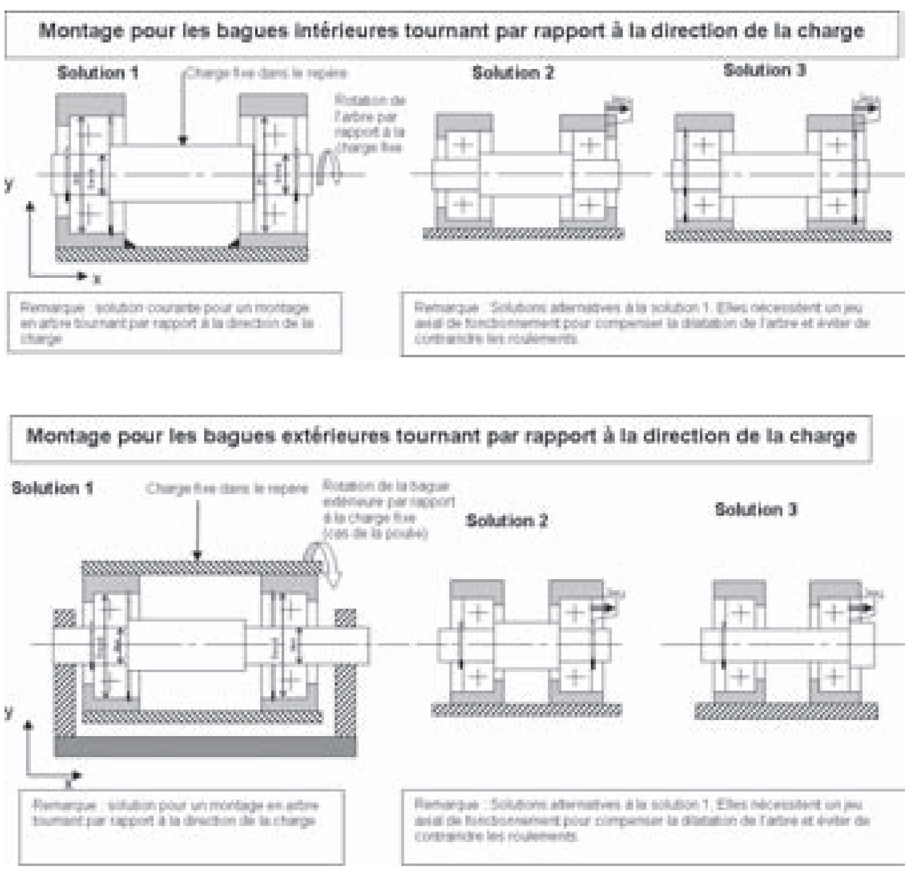


Figure 15.23 – Montage des roulements.

15.5.12 Exemples d'immobilisations axiales des bagues d'un roulement

La figure 15.24 montre un ensemble de solutions couramment utilisées pour l'immobilisation axiale des bagues de roulements. Le choix doit prendre en compte :

- la localisation des arrêts axiaux ;
- l'usinabilité des formes ;
- l'accessibilité des outillages ;
- l'aptitude au montage ;
- la réduction du nombre de pièces ;
- les coûts de production et d'assemblage.

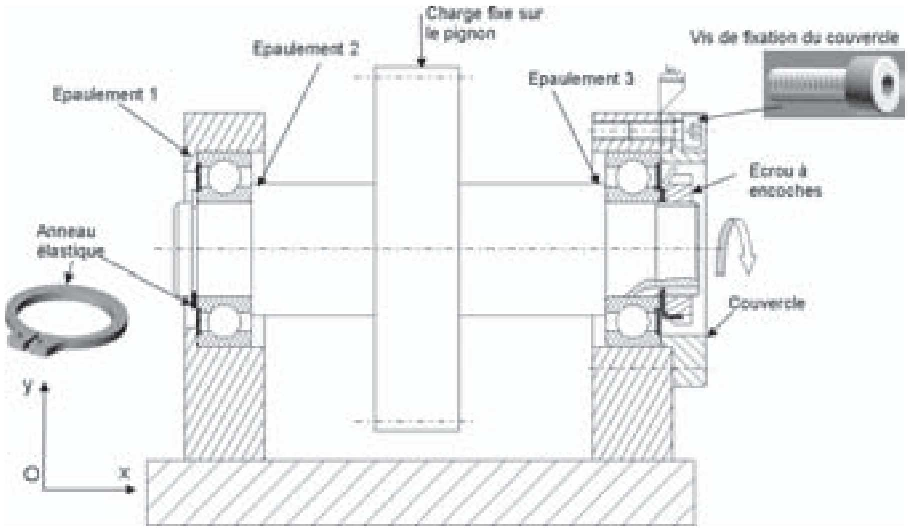


Figure 15.24 – Immobilisations axiales.

15.5.13 Durée de vie d'un roulement

La durée de vie d'un roulement est le nombre de millions de tours (ou nombre d'heures de fonctionnement) à vitesse constante que celui-ci peut effectuer avant l'apparition des premiers signes de fatigue (écaillage des chemins de roulement ou des éléments roulants).

Exemples :

- appareils ménagers : de 1 000 à 5 000 heures ;
- moteurs d'avions : de 1 000 à 2 000 heures ;
- automobiles : de 12 000 à 30 000 heures.

15.6 Liaison pivot obtenue par interposition d'un film d'huile

15.6.1 Paliers hydrodynamiques

Les paliers lisses hydrodynamiques sont constitués de coussinets qui comportent une rainure permettant l'arrivée d'un lubrifiant sous pression.

De l'huile sous pression est envoyée dans une rainure dès que l'arbre a atteint une vitesse de rotation assez grande. Un film d'huile est alors créé : il n'y a plus de contact métal sur métal entre l'arbre et le coussinet.
Ce film d'huile, dont l'épaisseur varie de 0,002 à 0,020 mm, sépare les pièces en mouvement (figure 15.25).

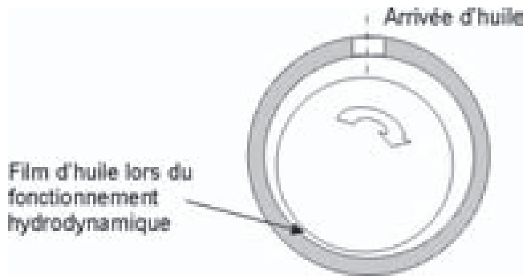


Figure 15.25 – Régime hydrodynamique.

La formation du film d'huile dépend :

- des conditions de fonctionnement (vitesse et pression) ;
- du lubrifiant (viscosité) ;
- de l'état des surfaces (rugosité $R_{max} < 0,25\, h_{min}$ avec h_{min} la hauteur du film d'huile).

En fonctionnement normal (régime hydrodynamique), il n'y a pas de contact métal sur métal entre l'arbre et le coussinet, sauf au démarrage.
Le palier hydrodynamique, tout en acceptant des charges plus importantes, permet une vitesse et une durée de vie supérieures aux autres types de solutions. L'arrivée du lubrifiant doit être placée dans la zone de dépression ou de pression nulle.
Dans ce type de palier hydrodynamique, le débit d'huile doit être suffisant pour compenser les fuites latérales.
Le coefficient de frottement obtenu f est faible :

$$0,002 < f < 0,01$$

La longueur L du coussinet est telle que :

$$0,25D < L < 0,75D$$

Applications types : moteurs à combustion interne (paliers de vilebrequin et de bielles), paliers de turbines.

15.6.2 Paliers hydrostatiques

Leur principe de fonctionnement est différent de celui des paliers hydrodynamiques, il n'y a pas de formation de coin d'huile, la pression est fournie par une pompe qui envoie le fluide sous pression dans quatre chambres munies d'un étranglement constant.
L'huile s'échappe par l'intermédiaire des canalisations de retour au réservoir. L'arbre est sustenté au centre du mécanisme par la pression du fluide.

15.7 Tableau comparatif des différentes familles de guidages en rotation

Tableau 15.1 – Tableau comparatif des familles de guidages en rotation.

Type de guidage	Avantages	Limites d'utilisation	Applications
Contact direct	Coût faible Réalisation simple	Vitesse maximale faible Frottement important Efforts transmissibles modérés	
Paliers lisses	Encombrement radial réduit Fonctionnement sans lubrification à faible vitesse Utilisation possible en milieu agressif avec des revêtements de type PTFE (voir chapitre 6) Coût global réduit	Jeu radial important, de l'ordre de quelques centièmes de millimètre Encombrement en longueur Sensibilité aux défauts d'alignement Capacité de charge inversement proportionnelle à la vitesse Usure	Moteurs électriques pour outillage ou électroménager : axe monté sur bagues autolubrifiantes Paliers des vilebrequins de moteur d'automobile lubrifié par film d'huile sous pression
Paliers à roulements	Composants normalisés universels Précision élevée Supportent des charges radiales et axiales Frottements internes réduits	Encombrement radial important Durée de vie fonction de la charge Vitesse maximale possible, pouvant parfois être une limite	Roues, réducteurs, moteurs, poulies, pompes, broches, cylindres d'imprimantes, etc.
Paliers hydro-dynamiques	Très grande précision Frottements internes très réduits Capacité en vitesse élevée	Ils ne permettent que la rotation de l'arbre Étanchéité difficile Ils supportent uniquement des charges radiales Prix très élevé	Moteurs à combustion interne (paliers de vilebrequin et de bielles) Paliers de turbines

Exercice type

Reportez-vous à l'exercice en fin de chapitre 6 qui donne le plan d'ensemble du disque dur (figure 6.18) et sa nomenclature (tableau 6.6). Les disques 14 sont entraînés en rotation. Les têtes de lectures 12, par un mouvement de va-et-vient, lisent et écrivent les données sur les disques.

Q1) Donnez le mouvement des disques 14 par rapport au corps du disque dur.

Q2) Comment est réalisé ce guidage ?

Q3) Ce guidage est-il soumis à du glissement ou à du roulement ?

Q4) Ce type de guidage est-il (entourer le bonne réponse) : peu précis, très précis, précis ?

Q5) Ce type de guidage est-il (entourer le bonne réponse) : souple ou rigide ?

Q6) Pourquoi le guidage doit-il être comme vous l'avez indiqué aux questions 4 et 5 ?

Reportez-vous aux réponses page 350.

Pour aller plus loin

Décrivez le type de guidage en rotation de la pompe et justifiez son emploi.

Voir aussi : batteur Minor Moulinex, presse-agrumes, plate-forme élévatrice, disque dur, canon de perçage, chape de vérin, grue d'atelier, alternateur d'automobile.

Activités sur Internet :

http://www.listepgm.org – http://www.directindustry.fr –
http://www.cnr-cmao. ens-cachan.fr

Guidage en translation 16

Plan

Pour l'historique, voir le chapitre 8 sur les liaisons mécaniques.
Le mouvement de certains éléments d'un mécanisme (portière coulissante de voiture, guide de pige de marbre, etc.) est un mouvement de **translation**. Ce mouvement est obtenu en utilisant le principe de la **liaison glissière** (figure 16.1).
On peut aussi prendre l'exemple d'une plate-forme élévatrice pour personnes à mobilité réduite (figure 16.2), fonction **Guider la nacelle en translation**.

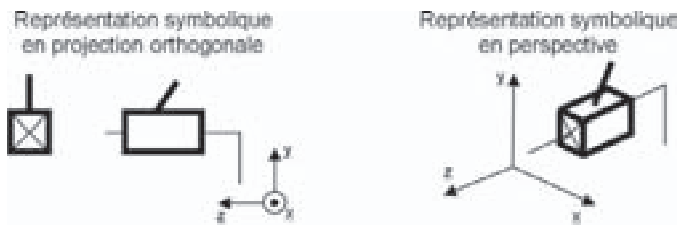


Figure 16.1 – Représentation de la liaison glissière.

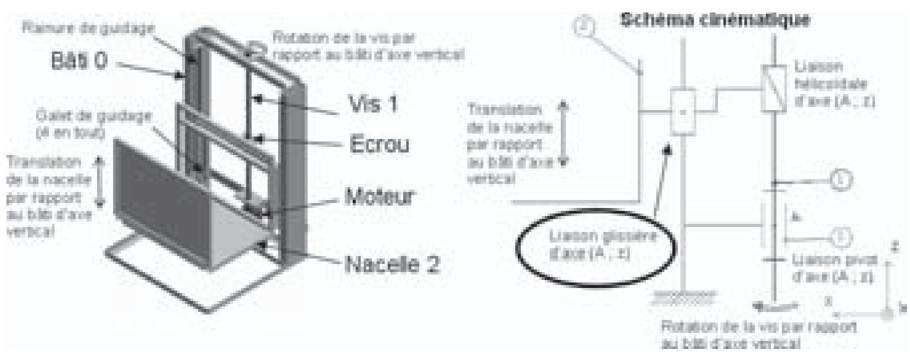


Figure 16.2 – Glissière d'une plate-forme élévatrice.

16.1 Fonctions d'un guidage en translation

Le guidage en translation de deux pièces d'un mécanisme doit assurer les fonctions suivantes : positionner les deux pièces entre elles, permettre un mouvement relatif de translation rectiligne, transmettre et supporter les efforts, résister au milieu environnant, être d'un encombrement minimal et assurer un fonctionnement silencieux.
Le choix d'une solution constructive associée à un guidage en translation se fonde sur les indicateurs de qualité suivants : précision du guidage, vitesse de déplacement maximale, intensité des actions mécaniques transmissibles, fiabilité, maintenance, encombrement, coût.

16.2 Solutions constructives d'un guidage en translation

Un guidage en translation peut être réalisé de plusieurs manières. Ces solutions peuvent être classées en fonction des surfaces en contact entre les pièces :

- contacts plans ;
- contacts cylindriques ;
- contacts linéaires ;
- contacts ponctuels.

Ces contacts peuvent être aussi classés en deux familles distinctes : contact direct et contact indirect.

16.3 Précision d'un guidage en translation

La précision d'un guidage est la différence entre la trajectoire suivie par le coulisseau (pièce mobile) et l'axe de translation imposé par la glissière (pièce fixe) (figure 16.3). Le jeu interne de la liaison glissière permet au coulisseau des petits déplacements transversaux et angulaires (figures 16.4 et 16.5).

16.3.1 Cas de guidages en translation réalisés par contact direct

Dans ce cas, un jeu minimal est nécessaire en fonctionnement.
On peut minimiser la déviation angulaire en augmentant le rapport de guidage L (figure 16.3). En pratique, on choisit un rapport de guidage (longueur sur largeur) compris entre 1,5 et 5.

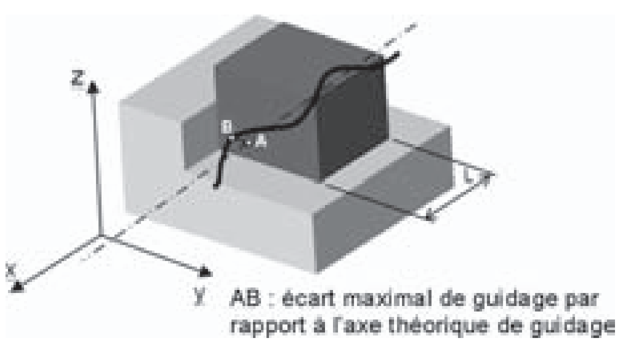


Figure 16.3 – Précision d'un guidage en translation.

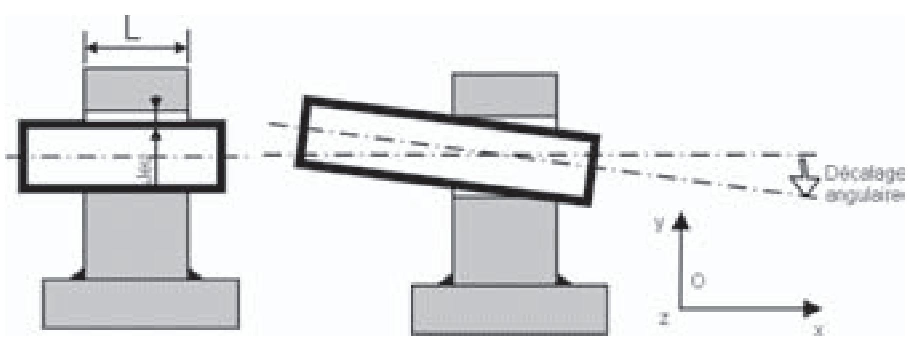


Figure 16.4 – Jeu dans un guidage.

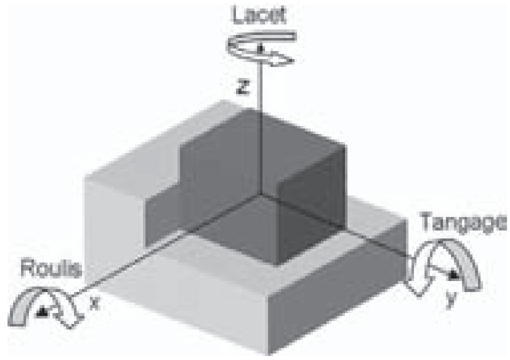


Figure 16.5 – Types de défauts dans un guidage.

16.3.2 Cas de guidages en translation avec interposition d'éléments roulants

Dans ce cas, les jeux sont annulés par réglage ou par précontrainte de ces éléments. La longueur de guidage peut alors être réduite par rapport à une solution de guidage par contact direct entre surfaces.

16.3.3 Risque d'arc-boutement

Lorsque les actions mécaniques sont « excentrées » et tendent à provoquer le basculement du coulisseau par rapport à la glissière, le guidage doit être dimensionné de manière à éviter le phénomène d'arc-boutement qui se traduit par une impossibilité de déplacement du coulisseau par rapport à la glissière, quelle que soit l'intensité de $\overrightarrow{F_{S1 \to S2}}$.

Une étude mécanique montre que, pour un jeu donné J, la condition de « non-arc-boutement » est : $a \leq L$ (figure 16.6).

On peut donc augmenter la longueur de guidage L, diminuer le jeu et diminuer le coefficient de frottement entre surfaces pour limiter ce phénomène.

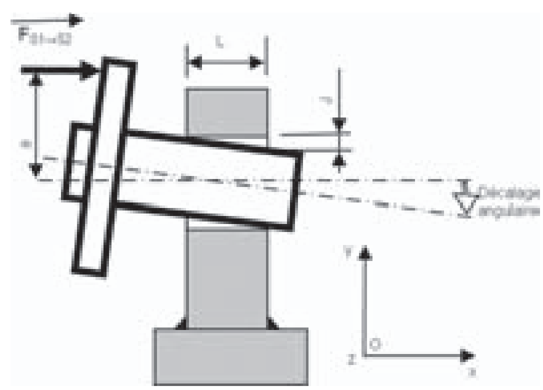


Figure 16.6 – Arc-boutement.

16.4 Guidage par contact direct

Dans ce cas, les pièces de la liaison sont directement en contact. Le contact varie en fonction de la forme des pièces.

16.4.1 Guidage par association de deux pièces cylindriques

L'assemblage de deux pièces cylindriques donne une liaison pivot glissant. Il faut donc annuler la rotation pour obtenir une liaison glissière. Deux exemples sont représentés sur les figures 16.7 et 16.8.

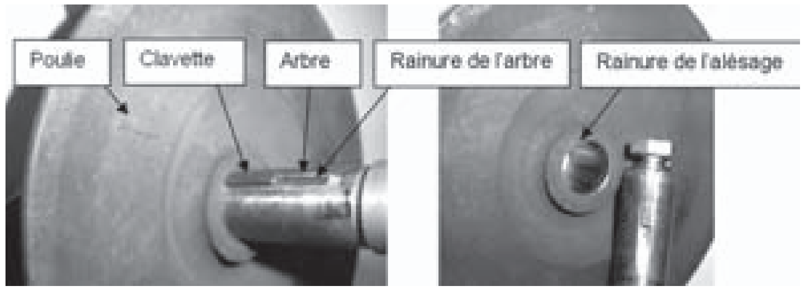


Figure 16.7 – Glissière par clavetage d'une poulie de pompe de direction assistée.

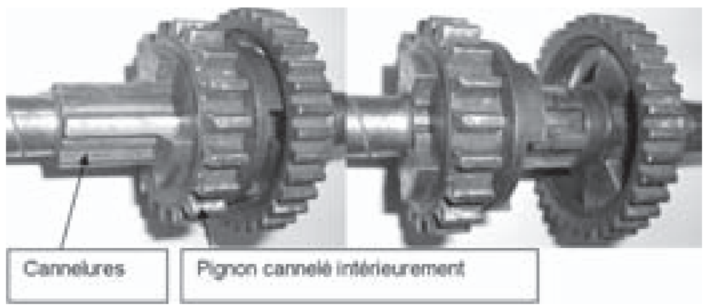


Figure 16.8 – Cannelures sur un arbre de boîte de vitesses.

Le mouvement nécessite un jeu entre les deux pièces cylindriques qui ne doit être ni trop important ni trop faible. Il en est de même pour la longueur du guidage.

16.4.2 Guidage par deux pièces cylindriques

Sur la figure 16.9, la glissière 1 est composée de deux colonnes cylindriques, le coulisseau 2 possède deux alésages. Pour un bon fonctionnement de ce guidage, il est nécessaire que l'entraxe *e* soit le même sur la pièce 1 et sur la pièce 2 et que les deux colonnes cylindriques soient parallèles.

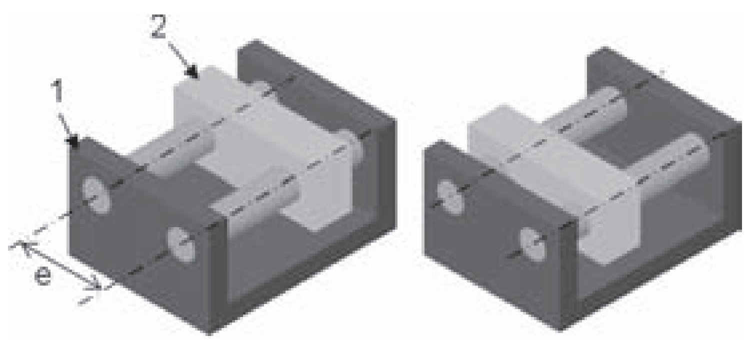


Figure 16.9 – Glissière par colonnes cylindriques.

16.4.3 Guidage par surfaces planes

La glissière et le coulisseau possèdent des formes complémentaires. Les surfaces de contact planes sont prépondérantes. La géométrie des surfaces de contact n'est pas forcément rectangulaire, elle peut être en queue d'aronde (figure 16.10).

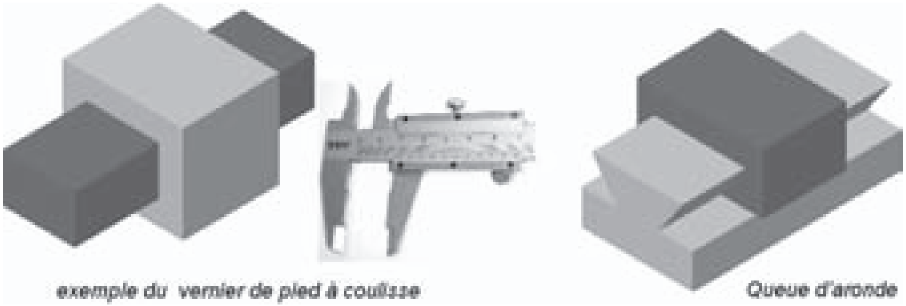


Figure 16.10 – Guidage par surfaces planes.

16.5 Guidage par contact indirect

Il existe une grande variété d'éléments roulants standard permettant de réaliser une liaison glissière. Le frottement est réduit et les efforts sont importants avec ce type de guidage. Ces éléments admettent des vitesses importantes, un bon rendement et une grande précision.

16.5.1 Guidage par douilles à billes

Les billes circulent dans des cages tubulaires, de forme oblongue, ce qui permet des courses illimitées (figure 16.11). Il existe plusieurs sortes de douilles à billes (fendue, ouverte…).

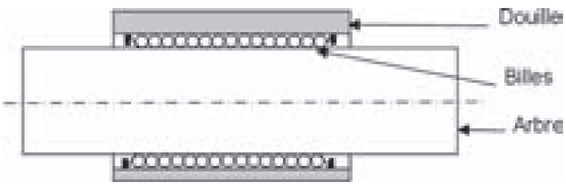


Figure 16.11 – Guidage par douilles à billes.

16.5.2 Guidage par rails, patins, roues et galets

Prenons l'exemple de **quatre galets** coulissants dans une rainure du bâti guidant la plate-forme élévatrice (figures 16.2 et 16.12).
Les éléments roulants (pièces interposées) sont des galets, des roues ou des patins. Deux types de montage existent, selon les actions mécaniques auxquelles est soumis le guidage.

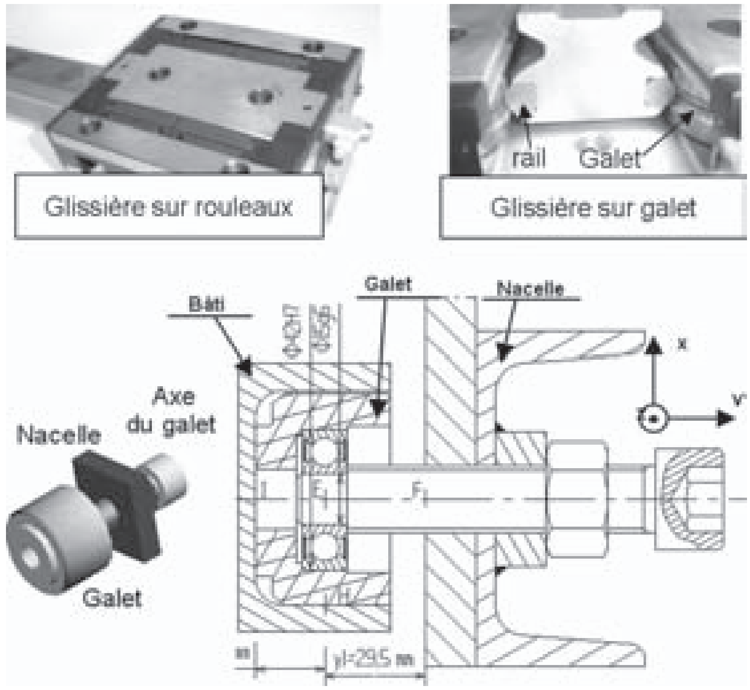


Figure 16.12 – Guidages par rouleaux ou galet.

Guidage maintenu

Le guidage est dit **maintenu** lorsqu'il peut être soumis à des couples ou des forces agissant suivant des directions quelconques sans se désassembler (figure 16.13). Ce guidage peut être utilisé dans n'importe quelle position : verticale, horizontale…

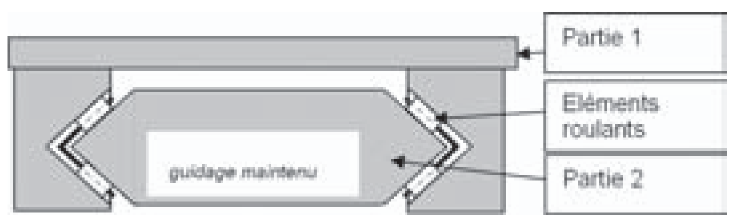


Figure 16.13 – Guidage maintenu.

On peut donner comme exemples une machine à mesurer tridimensionnelle et une colonne de mesure en métrologie. La fonction **Guider en translation** doit être rigoureusement précise dans ce cas pour mesurer correctement.

Guidage non maintenu

Le guidage est dit **non maintenu** lorsqu'il ne peut être soumis qu'à des actions de direction perpendiculaire à la surface de contact (figure 16.14). Ce guidage est surtout utilisé en position horizontale.

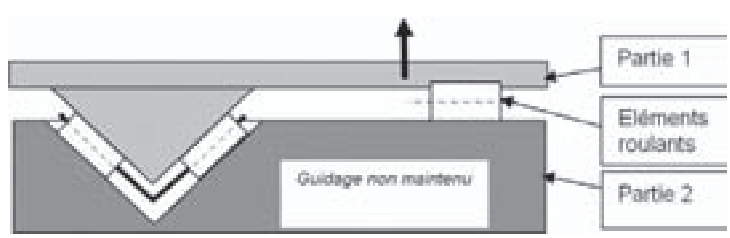


Figure 16.14 – Guidage non maintenu.

Exercice type

Reportez-vous à l'exercice en fin de chapitre 6 qui donne le plan d'ensemble du disque dur (figure 6.18) et sa nomenclature (tableau 6.6). Les disques 14 sont entraînés en rotation. Les têtes de lecture, par un mouvement de va-et-vient, lisent et écrivent les données sur les disques.

Q1) Donnez le mouvement du chariot {9 + 10 + 11 + 12 + 13} par rapport au corps du disque dur.

Q2) Comment est réalisé ce guidage ?

Q3) Ce guidage est-il soumis à du glissement ou à du roulement ?

Q4) Ce type de guidage est-il : peu précis, très précis, précis ?

Q5) Ce type de guidage est-il : souple ou rigide ?

Q6) Justifiez vos réponses aux questions 4 et 5.

Reportez-vous aux réponses page 351.

Pour aller plus loin

Décrivez le type de guidage en translation de l'aiguille de l'injecteur diesel. Repassez d'une couleur cette surface.

Voir aussi : plate-forme élévatrice, disque dur, canon de perçage, pompe, vérin, grue d'atelier, perceuse.

Activités sur Internet :

http://www.listepgm.org – http://www.directindustry.fr – http://www.cnr-cmao.ens-cachan.fr

Filetages, taraudages et liaisons encastrements

17

Plan

Compétences visées : ES4, E4, A6, A12

Il y a 2 400 ans, Archytas de Tarente inventa le principe du système vis-écrou. Archimède l'a « popularisé » en 250 avant J.-C. avec la vis sans fin, ou vis d'Archimède, sur des machines de guerre pour lutter contre les Romains. À la Renaissance, vers 1500, le système « vis à air » de Léonard De Vinci est utilisé pour les machines volantes. Le tire-bouchon devient célèbre au XVII[e] siècle et, avec la révolution industrielle au XIX[e] siècle, l'utilisation des systèmes vis-écrou se généralise, comme moyen d'assemblage ou pour transformer les mouvements de rotation en mouvement de translation, tels les ascenseurs à vis et écrou en 1965.

17.1 Vis

Prenons l'exemple d'un assemblage de deux tubes à l'aide de deux raccords (figure 17.1). Les embases 1 et 2 des deux raccords sont maintenues par des boulons.

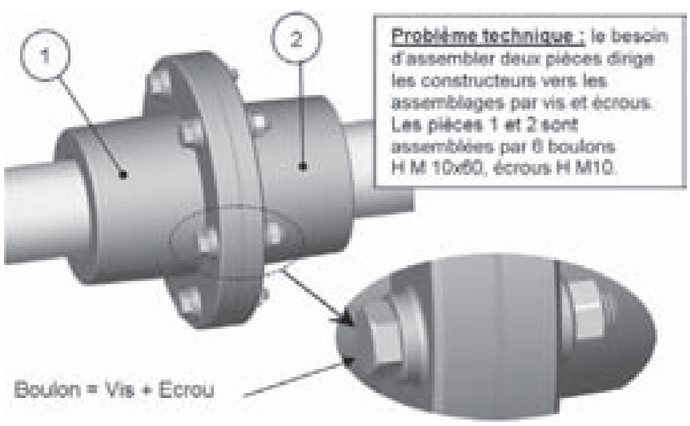


Figure 17.1 – Assemblage par boulons.

Mais d'abord qu'est ce qu'un boulon ? Un **boulon** est la combinaison d'une **vis** et d'un **écrou** (figure 17.2). Une **vis** est un composant **fileté** muni d'une tête qui réalise l'entraînement ainsi que d'une extrémité qui participe à différentes fonctions mécaniques : assemblage, pression, guidage, arrêt et blocage.

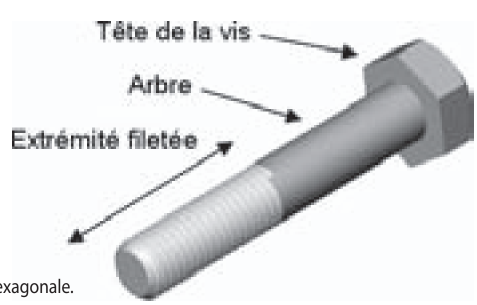


Figure 17.2 – Vis à tête hexagonale.

Le filetage de l'extrémité de la vis est obtenu à partir d'un arbre sur lequel ont été réalisées plusieurs rainures hélicoïdales. La partie pleine restante est appelée **filet**. Le filetage est obtenu à partir d'une **filière** (figures 17.3 et 17.4), sauf pour les filetages roulés ou l'arbre est comprimé entre deux matrices qui, par écrasement de la matière, impriment la forme du filetage. Dans certains cas, les filetages sont également usinés sur des tours parallèles.



Figure 17.3 – Filière.

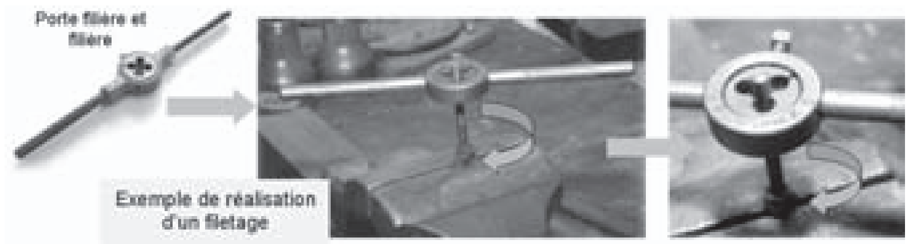


Figure 17.4 – Réalisation d'un filetage.

17.2 Écrous

Un **écrou** est une pièce d'assemblage qui présente un **trou taraudé** destiné à se visser sur la partie filetée d'une vis, d'un corps de boulon ou d'un goujon pour réaliser ce que l'on appelle en mécanique un **serrage** (figure 17.5).



Figure 17.5 – Écrous.

Il existe un grand nombre d'écrous différents dont une partie est normalisée afin de répondre à des conditions d'utilisation particulières (sécurité, encombrement, manœuvre à l'aide d'un outil ou de la main, protection de l'extrémité de la vis [écrou borgne]).

Pour réaliser manuellement un taraudage, on utilise un outil appelé **taraud** monté sur un **tourne à gauche** (figure 17.6).

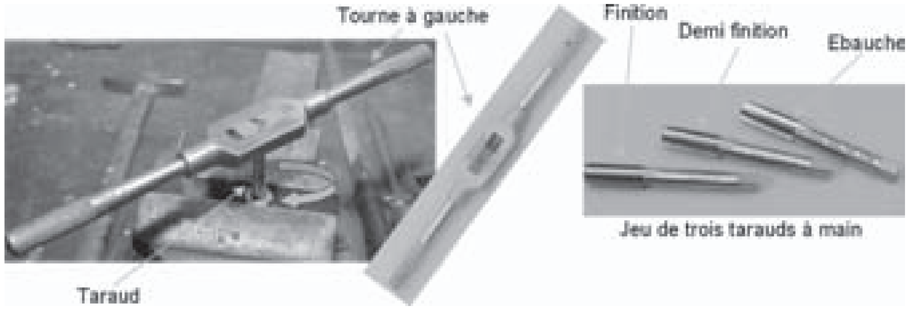


Figure 17.6 – Réalisation d'un taraudage.

Pour un taraudage, nous considérerons que le diamètre d du perçage est égal à :

$$d = D - 1{,}082P$$

avec D le diamètre nominal du taraudage (diamètre de la vis) et P le pas du filetage. En pratique, nous pouvons considérer que :

$$d = D - P$$

Tableau 17.1 – Dimensions du pas et du diamètre de perçage.

Diamètre du taraudage (en mm)	Pas (en mm)	Diamètre du perçage (en mm)	Diamètre du taraudage (en mm)	Pas (en mm)	Diamètre du perçage (en mm)
3	0,5	2,5	10	1,5	8,5
4	0,7	3,3	12	1,75	10,25
5	0,8	4,2	16	2	14
6	1	5	20	2,5	17,5
8	1,25	6,75	24	3	21

17.3 Assemblages démontables ISO 6410

Pour qu'un écrou puisse être monté sur une vis, les deux éléments doivent avoir les mêmes caractéristiques (figure 17.7) :

- **pas** identique ;
- **diamètre nominal** identique ;
- **profil** du filet identique ;
- **sens de l'hélice** et **nombre de filets** identiques.

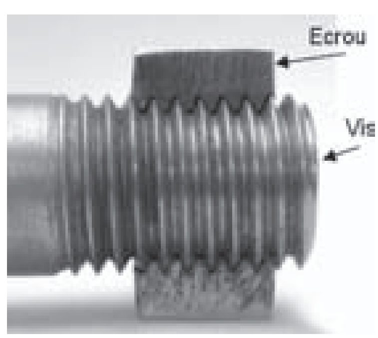


Figure 17.7 – Assemblage vis + écrou en coupe.

Le système (vis + écrou) permet de réaliser :

- des assemblages normalisés assurant des liaisons démontables ;
- des machines simples capables de transformer un mouvement circulaire en un mouvement rectiligne.

Le **pas** est la distance qui sépare deux sommets (ou deux creux) consécutifs d'une même hélice. Un tour de la vis par rapport à l'écrou correspond au déplacement de la valeur du pas de la vis par rapport à l'écrou. Soit pour une vis M 6 (pas de 1 mm), un tour de vis correspond à un déplacement de 1 mm.

Le **diamètre nominal de la vis** d est mesuré sur le diamètre extérieur de la vis.

Le **diamètre nominal de l'écrou** D est mesuré au fond du filet :

Condition de montage : $D = d$

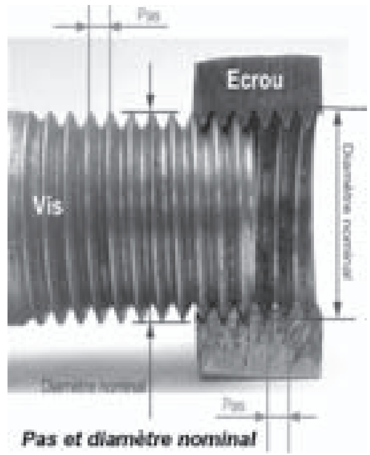


Figure 17.8 – Géométrie de l'assemblage.

17.3.1 Profil

Le profil permet à un filetage (vis) de s'assembler avec un taraudage (écrou).

Les profils spéciaux sont limités dans leur emploi et répondent à des besoins spécifiques. Leur réalisation est plus onéreuse que celle conduite par le profil ISO.

Profil ISO (NF ISO 68) : le profil est défini à partir d'un triangle équilatéral de hauteur H. Le symbole du profil ISO est précisé par la lettre M (pour métrique, par opposition aux dimensions anglo-saxonnes).

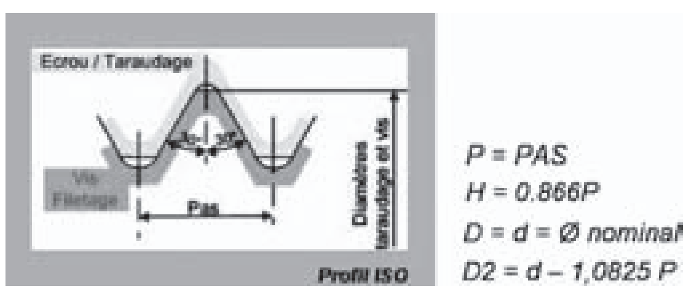


Figure 17.9 – Géométrie du profil.

Exemple de désignation d'un filetage ISO

Le symbole M est suivi du diamètre nominal ($d = 8$) et du pas ($P = 1{,}25$) séparés par le signe de la multiplication. On indique ensuite la tolérance du filetage :

- pour une vis : M 8 × 1,25 – 6 g
- pour un taraudage : M 8 × 1,25 – 6 H

Pour les pas gros, l'inscription de P est facultative.

17.3.2 Sens de l'hélice

L'hélice d'un filetage est dite **à droite**, lorsque le **filet monte vers la droite** quand la vis est en position verticale. Elle est dite **à gauche** lorsque **le filet monte vers la gauche** (figure 17.10).

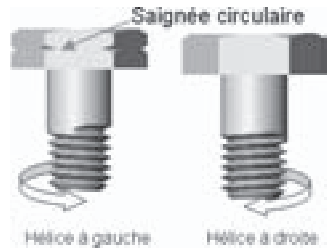


Figure 17.10 – Sens de l'hélice.

Les vis avec un filetage à gauche doivent obligatoirement être marquées par :

- des saignées circulaires très peu profondes sur l'écrou (raccords des tuyauteries des bouteilles de gaz) ;
- un moletage sur les pièces tubulaires de faible épaisseur.

Prenons l'exemple d'un **tendeur à lanterne** (figure 17.11). Une tige est filetée à droite et l'autre à gauche. Selon le sens de rotation de l'écrou (partie centrale) les deux tiges sont amenées à se déplacer en même temps, soit dans le sens rentrant soit dans le sens sortant.

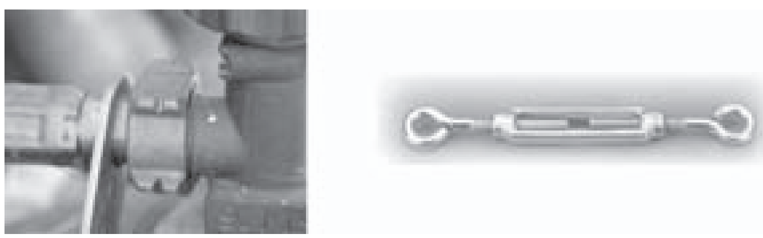


Figure 17.11 – Tendeur à lanterne.

Domaines d'application : transporteurs, entreprises de levage et de manutention, machines et travaux agricoles, poids lourds, travaux publics, etc.

17.3.3 Nombre de filets

Habituellement, un filetage ne comporte qu'un seul filet. La vis à plusieurs filets permet d'obtenir un grand déplacement pour un tour de vis. La distance entre deux filets est égale au pas apparent *Pa*. *P* est le pas de l'hélice du filet en mm. *N* est le nombre de filets. $N \times P$ est le déplacement pour un tour de vis en mm.

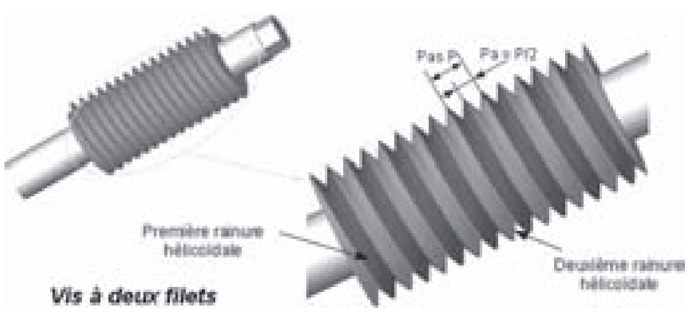


Figure 17.12 – Nombre de filets sur une vis.

17.4 Représentation des éléments filetés

NF EN ISO 6410

La représentation réelle des filetages serait, en dessin technique, longue et fastidieuse. Nous utiliserons donc une représentation simplifiée et normalisée.

17.4.1 Représentation des filetages

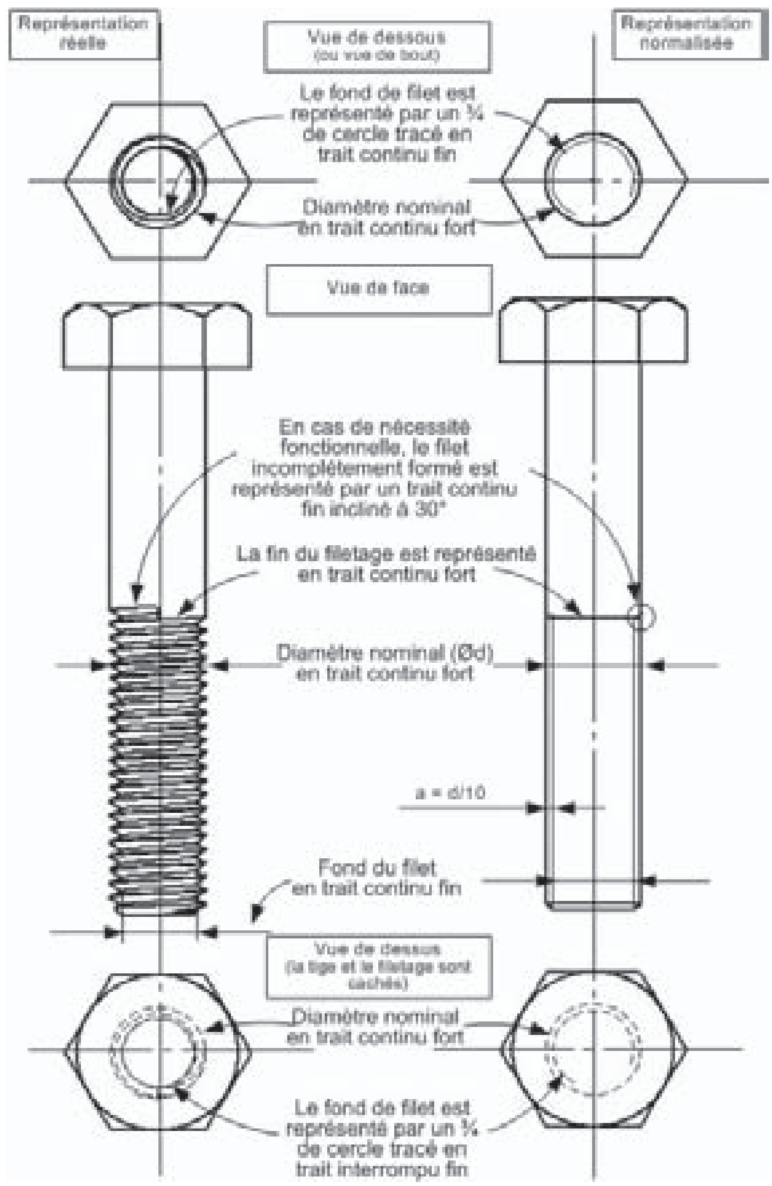


Figure 17.13 – Représentation d'un filetage.

Lorsqu'un filetage est caché, il est entièrement représenté avec des traits interrompus fins.

17.4.2 Représentation des taraudages

Dans le cas où le taraudage est caché, il est entièrement représenté avec des traits interrompus fins. De même que le taraudage borgne, le taraudage débouchant est représenté en trait interrompu fin lorsqu'il est caché (figures 17.14 et 17.15).

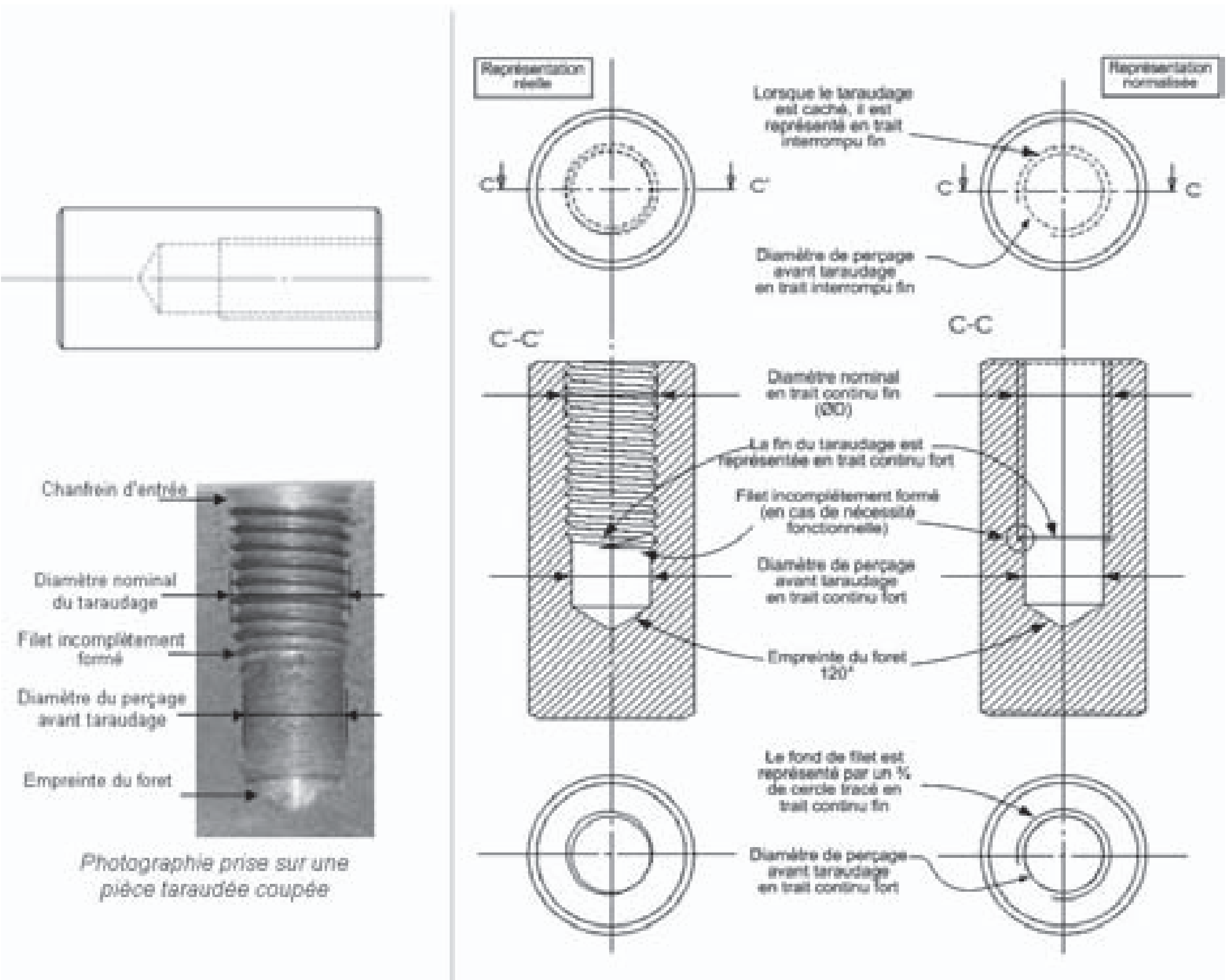


Figure 17.14 – Représentation d'un trou taraudé borgne.

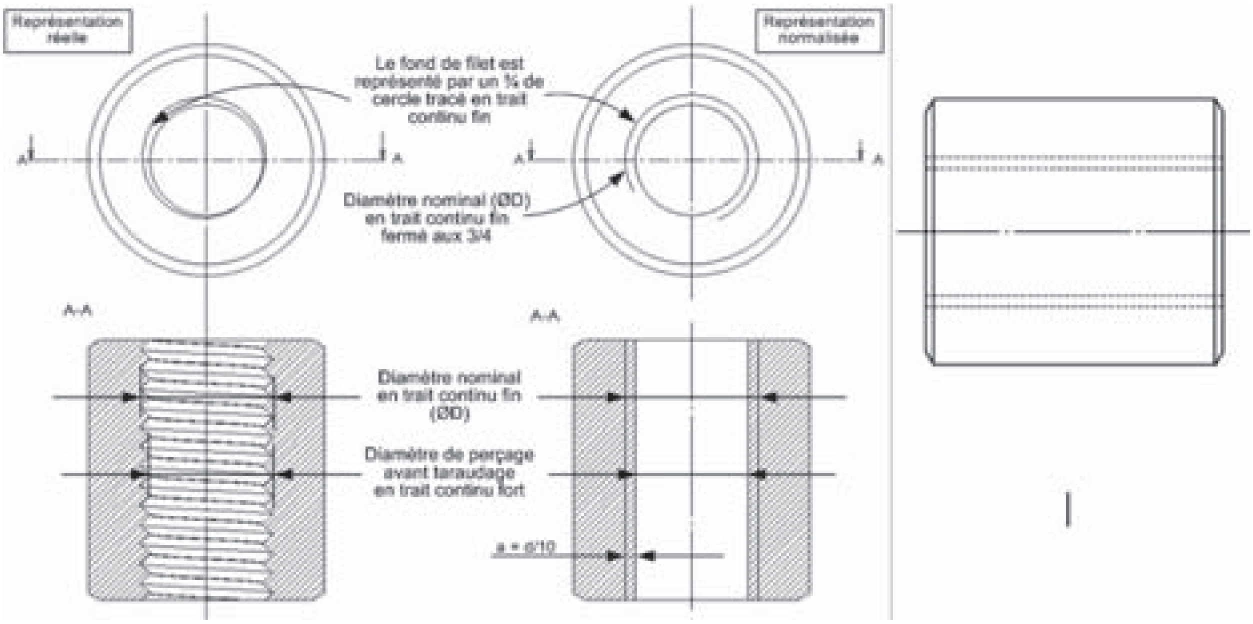


Figure 17.15 – Représentation d'un trou taraudé débouchant.

17.5 Cotation des éléments filetés

Le profil du filetage utilisé et les dimensions sont indiqués à l'aide de désignations normalisées (voir l'exemple de désignation d'un filetage ISO, § 17.3.1).
Désignation du sens de l'hélice :

- hélice à droite : **RH** ;
- hélice à gauche : **LH**.

Le sens de l'hélice à droite n'est pratiquement jamais précisé car c'est le plus couramment utilisé. Le sens de l'hélice à gauche est précisé par l'ajout de **LH**.

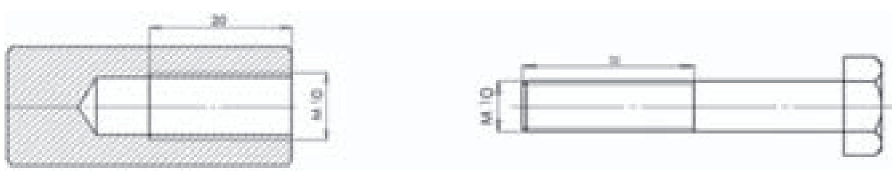


Figure 17.16 – Cotation d'éléments filetés.

Néanmoins, si sur une même pièce, il y a une hélice à gauche et une hélice à droite (par exemple tendeur à lanterne), il convient de préciser pour chaque filetage le sens de l'hélice.

17.6 Chanfreins d'entrée et gorges de dégagement

Lors de la conception de filetages ou de taraudages, afin de permettre le dégagement des outils, il convient d'usiner des gorges de dégagements et des chanfreins d'entrée (gorges dans le cas des pièces filetées et chambrages dans le cas des pièces taraudées).

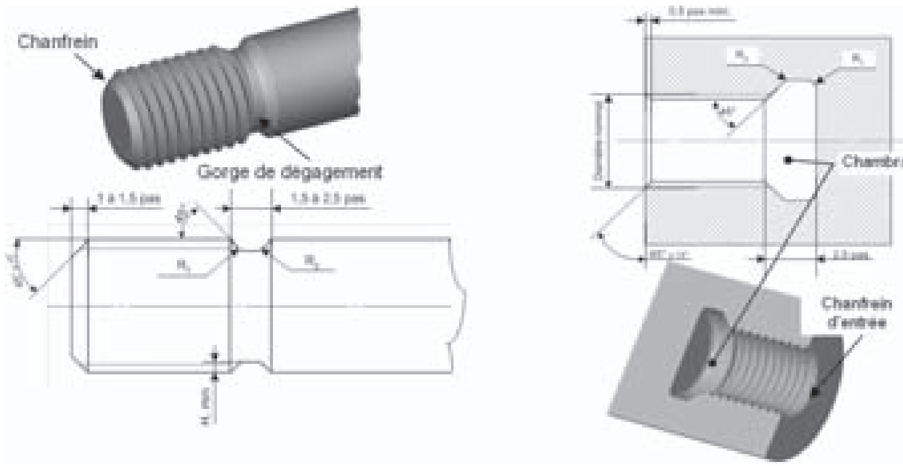


Figure 17.17 – Chanfreins et gorges de dégagement.

Les dimensions habituelles sont données à titre indicatif dans le tableau 17.2.

Tableau 17.2 – Dimensions du dégagement d'un outil en fonction du pas (en mm).

Pas	0,5	0,7	0,8	1	1,25	1,5	1,75	2	2,5	3	3,5	4
R_1	0,4	0,6	0,6	0,6	1	1	1,2	1,5	1,8	2,2	2,5	2,8
R_2	0,2	0,3	0,3	0,3	0,5	0,5	0,6	0,8	0,9	1	1,2	1,4
h	0,4	0,55	0,6	0,75	0,9	1	1,2	1,35	1,65	1,95	2,25	2,55

Tolérances sur R_1 et R_2 de 0 à + 20 %.

Remarque : Il faut à tout prix éviter les angles vifs en fond de gorge afin de diminuer les risques d'amorces de rupture.

17.7 Classes de qualité

Les **classes de qualité** définissent les matériaux pour la visserie de même que les caractéristiques mécaniques des vis et des goujons.
Les classes de qualité normalisées pour les vis et les goujons sont :

3.3 – 4.6 – 4.8 – 5.6 – 5.8 – 6.6 – 6.8 – 6.9 – 8.8 – 10.9 – 12.9 – 14.9

Le premier chiffre correspond au centième de la résistance minimale à la traction exprimée en mégapascals (MPa) ou en newtons par millimètre carré (N/mm²).
Le deuxième chiffre multiplié par le premier donne le dixième de la résistance minimale d'élasticité en MPa ou en N/mm².

Exemple pour une vis de qualité moyenne 6.8
Résistance minimale à la traction : $6 \times 100 = 600$ MPa.
Résistance minimale d'élasticité : $6 \times 8 \times 10 = 480$ MPa.

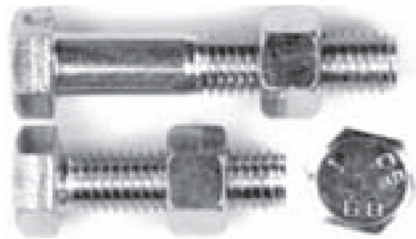


Figure 17.18 – Classe de qualité.

Les classes de qualité normalisées pour les écrous sont : 4 – 5 – 6 – 8 – 10 – 12 – 14. Un écrou assemblé avec une vis de qualité identique résiste jusqu'à la rupture de la vis. Pour le **calcul des charges**, on utilise la formule approchée :

$$F_{\text{maxi}} = 0{,}9\, R_e\, S_{eq}$$

avec R_e la limite élastique du matériau, S_{eq} la section résistante de la tige filetée (voir tableau 17.2) et 0,9 le taux de charge de 90 % (marge de sécurité de 10 %).
Le tableau 17.3 est donné pour la section résistante ou encore section équivalente S_{eq} des tiges filetées.

Tableau 17.3 – Dimensions du pas et du diamètre de perçage.

Diamètre (mm)	Pas (mm)	Section équivalente (mm)	Diamètre (mm)	Pas (mm)	Section équivalente (mm)
3	0,5	5,03	10	1,5	58
4	0,7	8,78	12	1,25	84,3
5	0,8	14,2	16	2	157
6	1	20,1	20	2,5	245
8	1,25	36,6	24	3	353

Exemple : Reprenons l'exemple de notre vis de qualité 6.8 citée dans l'exemple précédent. Nous prenons un diamètre nominal de la vis de 8 mm. Dans le tableau, nous relevons : $S_{eq} = 36{,}6$ mm² et nous avons calculé $R_e = 480$ MPa.
Nous obtenons :
$F_{max} = 0{,}9 \times 480 \times 36{,}6 = 15\,811$ N (proche de 1,5 t).

Rappel : 1 kgf/mm² ≈ 10 N/mm² ≈ 10 MPa ≈ 0,98 hbar.

17.8 Réalisation des assemblages

Pour réaliser des assemblages rigides et démontables, nous avons plusieurs possibilités :

- par boulonnage (voir la figure 17.1 en début du chapitre ; les deux éléments sont assemblés par des boulons) ;
- à l'aide de vis de fixation ;
- par l'intermédiaire de vis de pression ;
- à l'aide de goujons.

Le serrage de l'écrou provoque une **liaison adhérence** entre les différentes surfaces des pièces.

17.8.1 Longueurs des taraudages

Pour serrer les deux pièces l'une contre l'autre, il est nécessaire d'avoir une longueur supplémentaire de filetage (réserve de filetage) et une longueur supplémentaire de taraudage (réserve de taraudage). En effet, si il n'y a pas de réserve de filetage, la tête de la vis n'appuiera pas sur la pièce. Il en est de même si il n'y a pas de réserve de taraudage.

Implantation d'une vis

L'implantation d'une vis doit être au moins égale aux valeurs suivantes (figure 17.19) :

- métaux durs : $j \geq d$
- métaux tendres : $j \geq 1{,}5\ d$

j est la profondeur d'implantation de la vis, *p* la longueur du taraudage, *q* la profondeur de perçage avant taraudage (on dit également **trou lisse**), *d* le diamètre nominal de la vis.

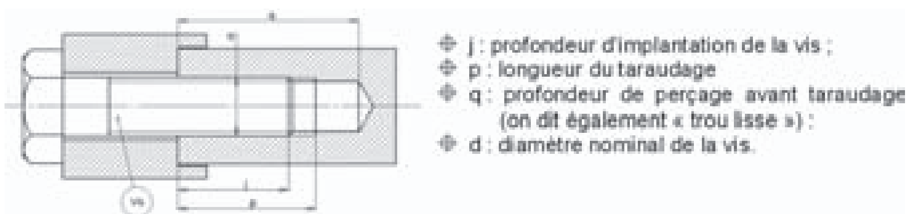


Figure 17.19 – Implantation d'une vis.

Caractéristiques d'un goujon

Un goujon est composé d'une tige filetée à ses deux extrémités et d'un écrou de même diamètre. Les deux parties filetées sont séparées par une partie lisse.
Les goujons sont utilisés à la place des vis lorsque le métal de la pièce est peu résistant ou lorsqu'il est nécessaire d'effectuer des démontages fréquents. Ils peuvent également remplacer les boulons lorsque les pièces à assembler sont très épaisses.
Le goujon permet une réparation rapide et efficace des fixations.

Tableau 17.4 – Dimensions d'un goujon (en mm).

d	M5	M6	M8	M10	M12	M16	M20	M24
b	17,5	20	24,5	29	33,5	42	51	60
l	30	30	35	40	45	55	70	80
	35	35	40	45	50	60	80	60
	40	40	45	50	55	70	90	100
	45	45	50	55	60	80	100	120
	50	50	55	60	70	90	120	140
	-	55	60	70	80	100	140	-
	-	60	70	80	90	120	-	-
	-	-	80	90	100	140	-	-
	-	-	-	100	120	-	-	-
Implantation bm								
Métaux durs	*bm* = 1,5 *d*	Métaux tendres	*bm* = 2 *d*					

Exemple de désignation

Goujon M 10 × 40 – bm 15 – classe 8.8

Implantation d'un goujon

Pour l'implantation d'un goujon, nous nous référons à la figure 18.16 :

- *j* = *bm* ;
- *p* est la longueur du taraudage (valeur identique pour les vis et les goujons) ;
- *q* est la profondeur du perçage avant taraudage (valeur identique pour les vis et les goujons).

17.8.2 Longueurs des taraudages pour les vis et les goujons

Les valeurs de *p* et *q* sont données dans le tableau 17.5.
Dans le cas d'un trou borgne réduit, nous prendrons *p* = *s* et *q* = *s*.

Tableau 17.5 – Longueurs de taraudage.

d	*p*	*q*	*s*
1,6	*j* + 1,5	*j* + 3	*j* + 1,5
2,5	*j* + 1,5	*j* + 4	*j* + 1,5
3	*j* + 2	*j* + 5	*j* + 2
4	*j* + 2,5	*j* + 6	*j* + 2,5
5	*j* + 3	*j* + 8	*j* + 3
6	*j* + 4	*j* + 10	*j* + 3,5
8	*j* + 5	*j* + 12	*j* + 4

d	*p*	*q*	*s*
10	*j* + 6	*j* + 14	*j* + 4,5
12	*j* + 7	*j* + 16	*j* + 5
16	*j* + 8	*j* + 20	*j* + 6
20	*j* + 10	*j* + 25	*j* + 7,5
24	*j* + 12	*j* + 25	*j* + 8,5
30	*j* + 14	*j* + 30	*j* + 10
36	*j* + 16	*j* + 36	*j* + 11

17.8.3 Assemblage par vis

Les vis de fixation permettent d'assembler plusieurs pièces par pression des unes sur les autres.
Deux modes d'action sont utilisés (figure 17.20) :

- **vis d'assemblage** : la pression est exercée par la tête de la vis ; la liaison obtenue est **complète**, **rigide**, **démontable**, par **obstacle** et **indirecte** ;
- **vis de pression** : la pression est exercée par la tige de la vis ; la liaison obtenue est **complète**, **rigide**, **démontable**, par **adhérence** et **indirecte**.

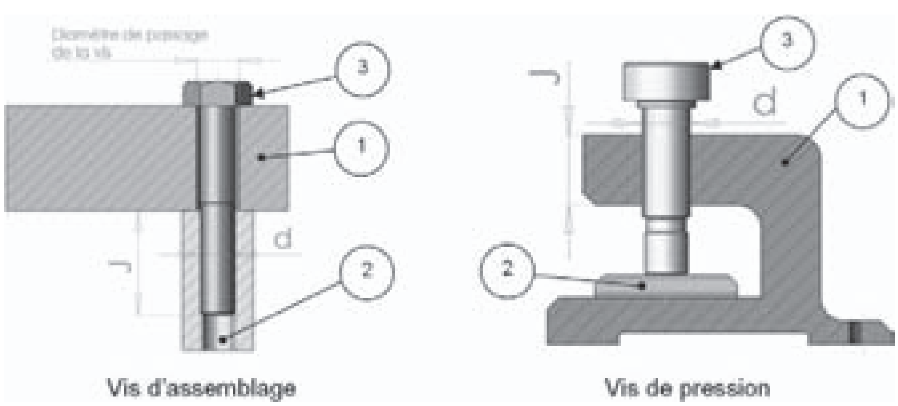


Figure 17.20 – Assemblage par vis.

■ Vis d'assemblage

Les vis d'assemblage sont des éléments filetés munis d'une extrémité qui permet l'entraînement et d'une autre extrémité sélectionnée selon la fonction mécanique à réaliser.

□ Choix de l'extrémité

- Les vis à bout chanfreinés et brut de roulage sont les plus couramment utilisées (figure 17.21).
- La conception de l'extrémité des vis à bout pilote facilite l'alignement et la mise en position de la vis. Ce type d'extrémité convient très bien pour les montages automatisés.

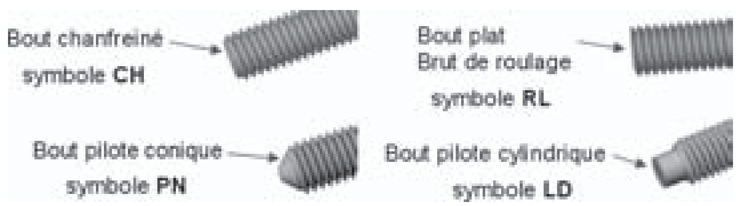


Figure 17.21 – Extrémité d'une vis d'assemblage.

□ Choix du mode d'entraînement et désignation des vis

Entraînement par tête hexagonale (figure 17.22) : ce choix est très utilisé car il permet de fournir un couple de serrage important.

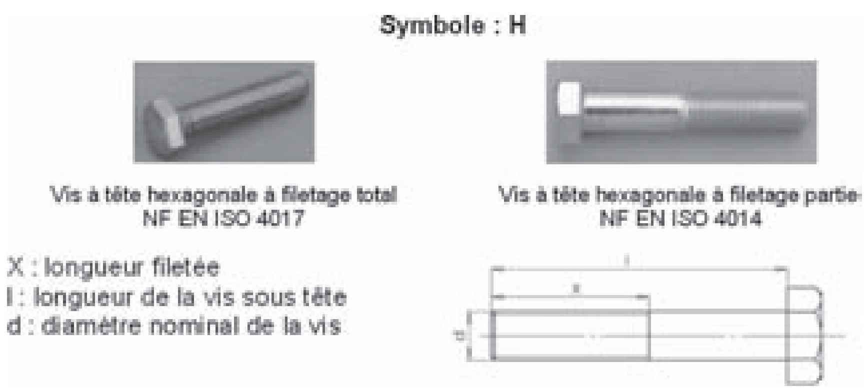


Figure 17.22 – Tête hexagonale.

Exemple de désignation

Vis à tête hexagonale de diamètre $d = 8$ mm, filetage métrique ISO, de longueur $\ell = 35$ mm et dont la classe de qualité est de 8.8 :

- partiellement filetée : vis H ISO 4014 – M 8 × 35 – 8.8
- entièrement filetée : vis H ISO 4017 – M 8 × 35 – 8.8

Plus couramment on note : vis H M 8 – M 8 × 35 – 8.8

Remarque : La longueur des vis est toujours donnée sans tenir compte de la tête hormis pour les vis à tête fraisée.

Entraînement par tête carrée (figure 17.23) : les têtes carrées s'arrondissent moins facilement lors du démontage et remontage comparées aux vis à têtes hexagonales.

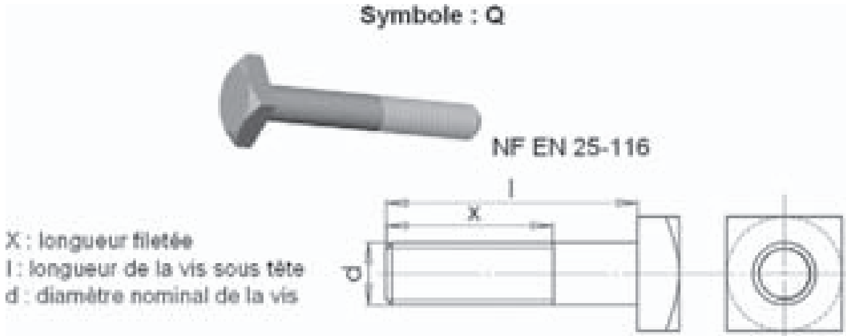


Figure 17.23 – Tête carrée.

Exemple de désignation

Vis à tête carrée de diamètre 10 mm, filetage métrique ISO, de longueur $\ell = 25$ mm, classe 8.8 : vis Q M 10 × 25 – 8.8

Entraînement six pans creux (figure 17.24) : la capacité du couple de serrage de ce mode de transmission est un peu plus faible que pour les modes d'entraînement hexagonal ou carré.

Ce mode d'entraînement présente néanmoins l'avantage :

- d'une absence d'arêtes vives extérieures (sécurité, esthétique, la tête peut être noyée par l'intermédiaire d'un lamage…) ;
- d'un mode d'entraînement de faible encombrement.

Pour les vis à tête cylindriques six pans creux, la longueur ℓ est donnée sans tenir compte de la tête comme pour les vis H et Q.

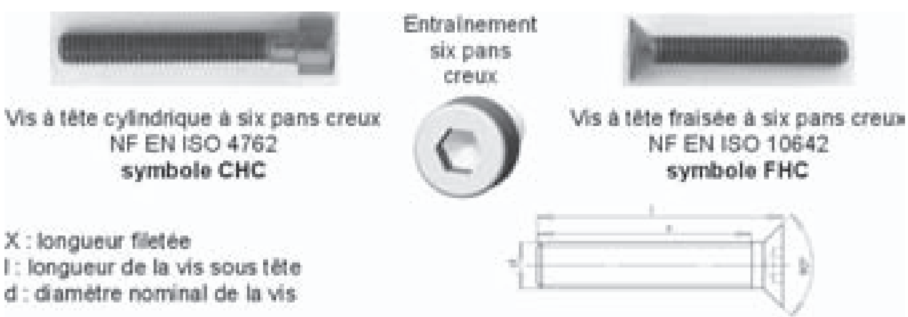


Figure 17.24 – Tête fraisée à six pans creux.

Exemples de désignation

- Vis à tête cylindrique à six pans creux, diamètre 8 mm, filetage métrique ISO, longueur de la tige 16 mm, classe 8.8 : vis CHC M 8 × 16 – 8.8
- Vis à tête fraisée à six pans creux, diamètre 6 mm, filetage métrique ISO, longueur de la vis (tête comprise) 12 mm, classe 8.8 : vis FHC M 6 × 12 – 8.8

Entraînement par fente (figure 17.25) : ces vis sont utilisées pour des assemblages qui nécessitent de faibles sollicitations mécaniques. De plus, ce type d'entraînement ne convient pas aux montages automatiques. L'extrémité la plus courante est brute de roulage (symbole RL). Pour les vis à tête large le symbole est CLS.



Figure 17.25 – Têtes fendues.

Entraînement cruciforme (figure 17.26) : les vis à tête cruciforme sont utilisées pour des assemblages à faibles sollicitations mécaniques qui exigent sécurité et esthétique. La fabrication courante est l'extrémité RL.
Dans le cas de montages automatisés il est préférable de choisir le type Z avec une extrémité pilote de type PN ou LD.

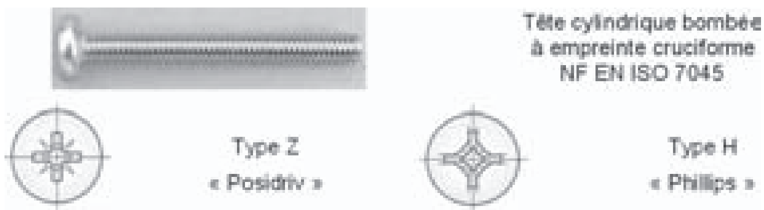


Figure 17.26 – Tête à empreinte cruciforme.

Les vis à entraînement cruciformes existent également avec tête fraisée et tête fraisée bombée.

Exemples de désignation

- Vis à tête fraisée bombée de diamètre 8 mm, pas métrique ISO, longueur totale 16 mm et de qualité 8.8, empreinte type H : vis FB M 8 × 16 – 8.8 – H
- Vis à tête ronde bombée de diamètre 6 mm, pas métrique ISO, longueur de la tige 12 mm, classe 8.8, empreinte type Z : vis CB M 6 × 12 – 8.8 – Z

Entraînement par six lobes internes (Torx) (figure 17.27) : l'engrènement de l'outil permet, par rapport aux vis à six pans creux, une amélioration du couple de serrage. La fabrication courante est avec extrémité RL.

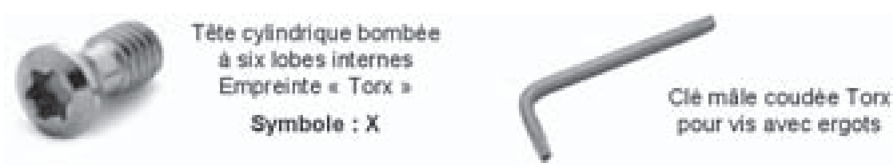


Figure 17.27 – Tête à six lobes internes.

Ces vis présentent les avantages suivants :

- absence d'arêtes vives (sécurité, esthétique…) ;
- mode d'entraînement de faible encombrement.

Ce type d'entraînement permet un engrènement aisé des outils de vissage automatisés (dans ce cas il convient de choisir une extrémité de type PN ou LD).

Exemple de désignation

Vis à tête fraisée à six lobes internes, diamètre 10 mm, longueur 20 mm, classe 10.9 extrémité pilote conique : vis FX M 10 × 20 – 10.9 – PN

■ Vis de pression

La forme adaptée de ces vis permet d'assurer différentes fonctions mécaniques : **pression**, **blocage**… Pour les petits mécanismes faiblement sollicités, elles peuvent servir de vis d'**arrêt** ou de **guidage**.

□ Choix des extrémités des vis de pression

Téton court (**TC**) (figure 17.28a) : il permet d'effectuer un serrage énergique tout en protégeant les filets de la vis.
Téton long (**TL**) (figure 17.28b) : il permet d'effectuer un guidage en translation.
Bout tronconique (**TR**) (figure 17.28c) : il est utilisé dans le cas d'un positionnement précis ou pour effectuer un guidage en rotation.
Bout bombé (**BB**) (figure 17.28d) : il permet d'effectuer un serrage énergique ponctuel tout en protégeant les filets de la vis.
Bout plat (**PL**) (figure 17.28e) : il est utilisé pour des serrages fragiles et peu fréquents.
Bout cuvette (**CU**) (figure 17.28f) : la concentration de l'effort se fait sur les lèvres aiguës de l'extrémité de la vis. Ce type de serrage améliore l'adhérence et interdit tout déplacement.

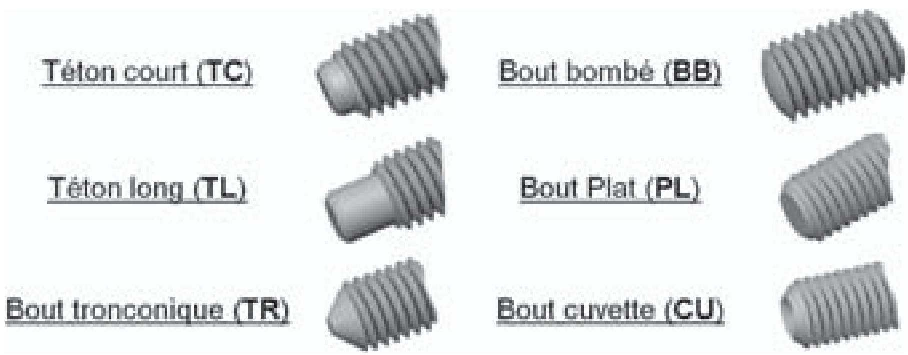


Figure 17.28 – Types d'extrémités des vis de pression.

□ Entraînement des vis de pression

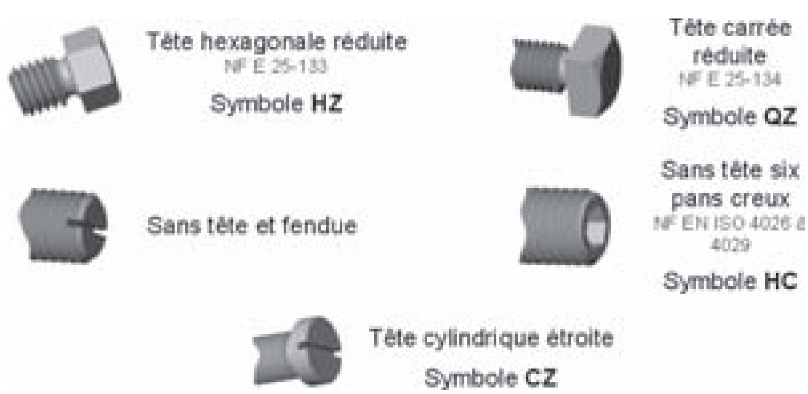


Figure 17.29 – Entraînement des vis de pression.

Pour les vis de pression, la classe de qualité est représentée par un chiffre suivi de la lettre H. Le chiffre représente le dixième de la **dureté Vickers** minimale (voir le chapitre 23) et la lettre H représente la dureté. Les différentes valeurs sont :

14H – 22H – 33H – 45H

Exemple de désignation

Vis à six pans creux à bout bombé, de diamètre 4 mm et de longueur 8 mm, classe de qualité 45H, filetage métrique ISO : vis sans tête à bout plat HC M 4 × 8 – 45H

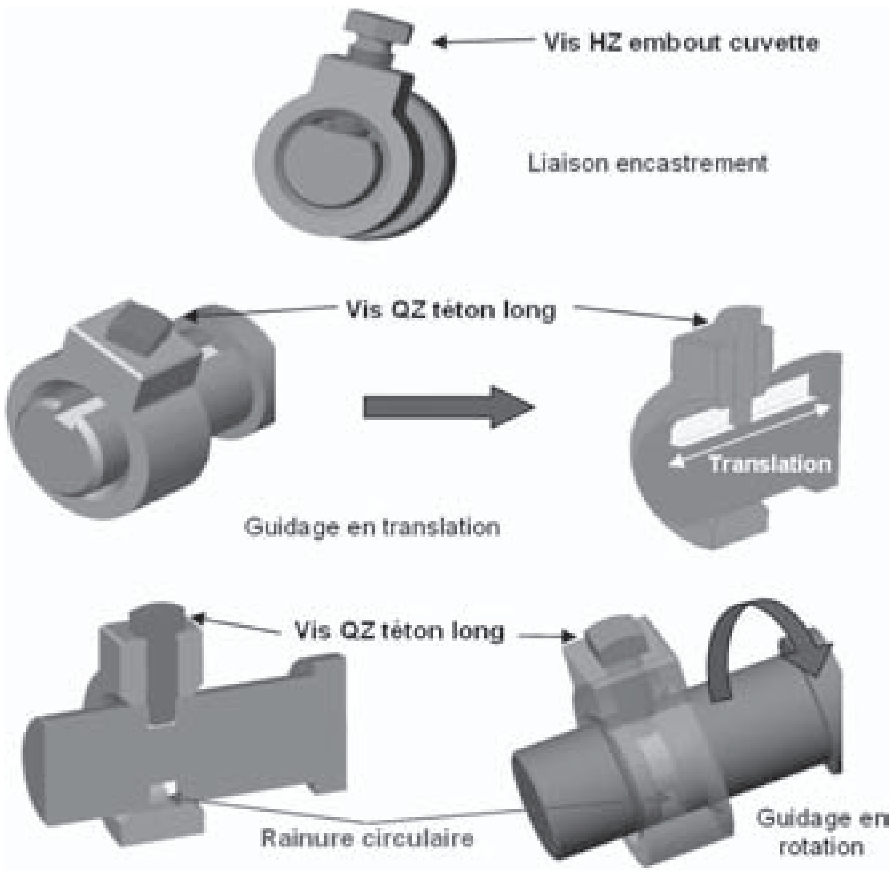


Figure 17.30 – Exemples d'application pour les vis de pression.

17.8.4 Assemblage par boulon

Un boulon est constitué d'une partie cylindrique partiellement ou totalement fileté et d'une tête destinée à l'immobiliser. Le serrage est assuré par un **écrou**.
Le boulon permet de lier par **adhérence** une ou plusieurs pièces mécaniques. L'**assemblage** ainsi obtenu est **rigide** et **démontable** (figure 17.31).



Figure 17.31 – Assemblage par boulon.

Le corps du boulon étant immobilisé en rotation, la fente ou le six pans creux qui se rencontre sur une vis n'est plus absolument nécessaire.
La figure 17.32 donne quelques exemples de têtes de boulons.



Figure 17.32 – Assemblages par boulon.

17.8.5 Assemblage par goujon

L'assemblage par goujon représente la solution la plus appropriée lorsque les pièces assemblées doivent être démontées sans détérioration (cas des pièces en alliage léger : arrachement des filets du trou taraudé).

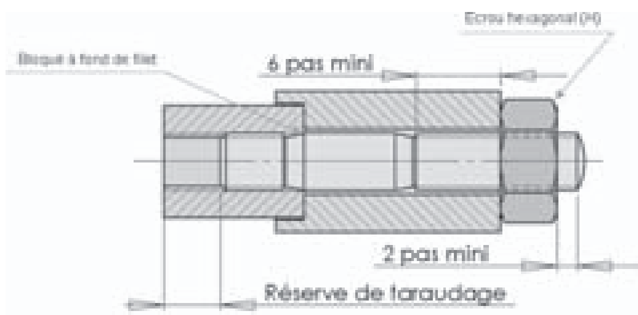


Figure 17.33 – Assemblage par goujon.

Remarque : Afin d'améliorer la répartition de la pression de contact, il est recommandé de placer une rondelle large sous l'écrou. Ceci est également valable dans le cas des assemblages par boulons.

Exemple de désignation

Goujon diamètre 8 mm, longueur libre 50 mm, implantation 12 mm, classe 8.8, filetage métrique ISO : goujon M 8 × 50 – bm 12 – 8.8 (NF E 25-135)

Mise en place des goujons

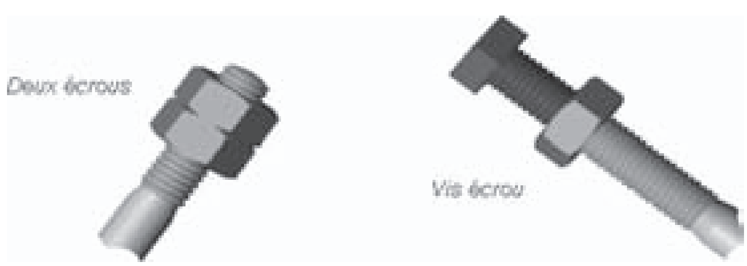


Figure 17.34 – Méthodes pratiques pour le serrage d'un goujon.

Goujons à souder

Le soudage permet la liaison des goujons sur des supports minces. Ce procédé permet entre autre :

- d'éviter le perçage et le taraudage ;
- d'obtenir une très bonne tenue mécanique.

Exemple de désignation : Goujon à souder M 12 × 20

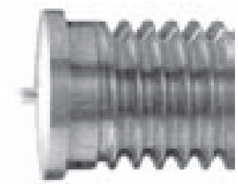


Figure 17.35 – Goujon à souder.

17.9 Rondelles d'appui

Les rondelles d'appui évitent de marquer les pièces en augmentant la surface de contact. Certaines rondelles permettent entre autre le freinage des vis et des écrous (rondelles à dents ou Grower), d'autres permettent de créer l'étanchéité.

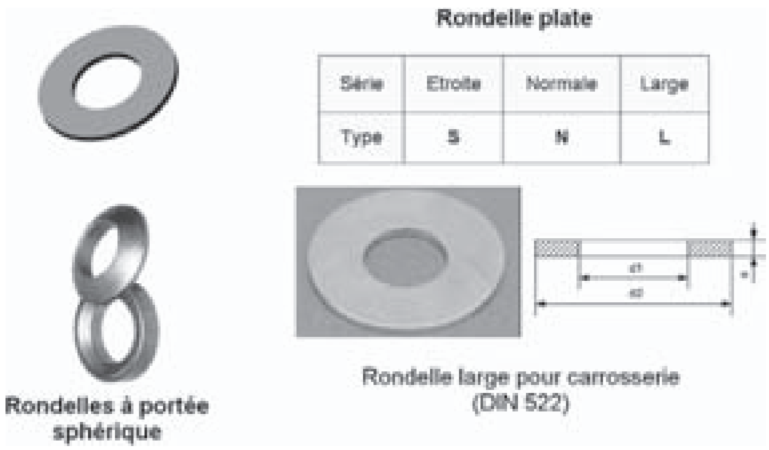


Figure 17.36 – Rondelles.

Les **rondelles à portée sphérique** sont utilisées lorsque la surface d'appui du support est oblique par rapport à l'axe de la vis

17.10 Types d'écrous

Un écrou associé à une tige filetée, une vis, un goujon quelconque assure une liaison démontable. Toute pièce ayant un trou taraudé fait office d'écrou.
Associé à une tige filetée, un écrou peut faire office :

- d'écrou d'assemblage ;
- d'écrou de transformation de mouvement (déplacement du mors mobile d'un étau par exemple).

La liste donnée dans ce chapitre n'est pas exhaustive. Elle énumère simplement quelques-unes des grandes familles d'écrous les plus couramment rencontrées dans le domaine industriel. Il existe bien entendu de nombreux écrous aux formes diverses et variées conçus pour les applications spécifiques dans les divers domaines d'activité.

17.10.1 Écrous manœuvrés par clés

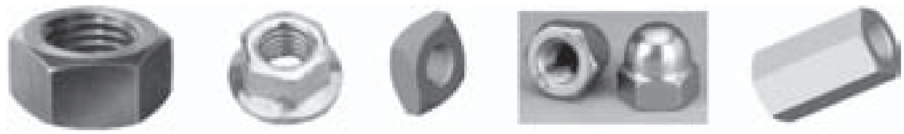


Figure 17.37 – Écrous.



Figure 17.38 – Écrou d'arbre avec sécurité et écrou cylindrique à gorges.

Écrou hexagonal : c'est l'écrou le plus utilisé. Il convient à la majorité des applications. Il existe trois types de hauteur d'écrous :

- écrou hexagonal usuel, symbole H : hauteur = 0,8 × diamètre nominal
- écrou hexagonal haut, symbole Hh : hauteur = diamètre nominal
- écrou hexagonal bas (ou mince), symbole Hm : hauteur = 0,5 × diamètre nominal

Écrou hexagonal à embase : ces écrous sont utilisés lorsqu'il s'agit d'obtenir une surface d'appui plus importante en l'absence d'une rondelle d'appui.
Écrou carré : il s'arrondit moins facilement que l'écrou hexagonal. Il est surtout utilisé dans le bâtiment.
Écrou borgne : il protège l'extrémité des vis des chocs et améliore la sécurité et le côté esthétique du montage.
Écrou entretoise : ces écrous sont très souvent utilisés dans le domaine de l'électronique. Ils permettent de superposer plusieurs plaques de circuits imprimés tout en garantissant une bonne fixation.
Écrou à encoches : ces écrous sont principalement utilisés pour serrer la bague intérieure d'un roulement sur un arbre.
Les classes de qualité pour les écrous sont les suivantes :

4 – 5 – 6 – 8 – 10 – 12 - 14

17.10.2 Écrous serrés à la main

Ces écrous sont utilisés pour un démontage rapide, sans outils appropriés et ne nécessitant pas de forts couples de serrages.
Écrou à oreilles : c'est l'écrou le plus connu (figure 17.39). Il est également appelé « écrou papillon » dans le langage courant. Il permet un montage rapide avec toutefois un faible encombrement.
Écrou moleté : son contour est moleté afin d'offrir une surface antidérapante.
Écrou à croisillon : ces écrous sont également appelés **poignées de manœuvre**. Ils sont souvent utilisés dans les montages d'usinages. Ils sont constitués d'un insert métallique taraudé noyé dans une résine en polyamide colorée et renforcée de fibres de verre.
Manette de serrage : elle permet d'obtenir un effort de serrage assez important (figure 17.40). L'espace de serrage doit néanmoins être assez important afin de permettre à la manette de pivoter sur 360°.

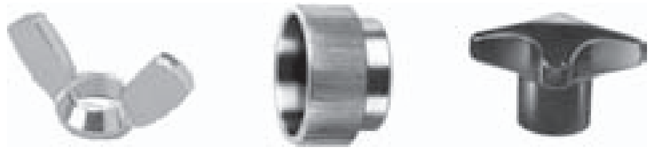


Figure 17.39 – Écrous à oreilles, moleté et à croisillon.



Figure 17.40 – Manette de serrage.

17.10.3 Inserts

Les inserts ont pour but de réaliser des écrous rapportés. Ils assurent notamment une résistance plus élevée et plus durable des filetages dans le cas des matériaux ou alliages tendres. Les filets rapportés se présentent sous forme d'un ressort (figure 17.41). La section des spires a la forme d'un losange.

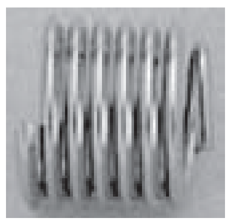


Figure 17.41 – Filets.

Le principe de pose est le suivant (figure 17.42) :

- réalisation d'un trou cylindrique (perçage) dont le diamètre est fonction de l'insert utilisé ;
- taraudage à l'aide d'un taraud spécial ;
- mise en place du filet à l'aide d'un outil spécial ;
- rupture éventuelle de l'entraîneur.

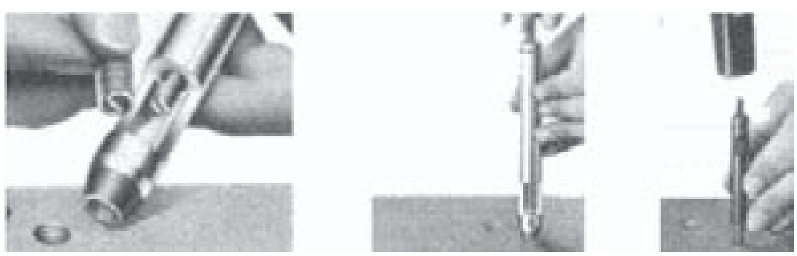


Figure 17.42 – Assemblage par inserts.

17.11 Freinage des vis et des écrous

Les montages soumis aux vibrations peuvent provoquer de légères extensions momentanées de la vis. Dans certains cas, il arrive que l'écrou se desserre automatiquement. Pour pallier ce phénomène d'auto-desserrage, voici plusieurs méthodes.

17.11.1 Freinage à sécurité relative

Ces dispositifs remédient à l'auto-desserrage des ensembles vis + écrous mais ils n'apportent pas la certitude absolue qu'il ne se produira pas un desserrage. Ils utilisent le mode de liaison par **adhérence**.

Freinage par contre-écrou

Le contre-écrou est en général du type Hm (écrou bas).
Lorsque de faibles efforts axiaux sont en jeu, il est possible d'utiliser un contre-écrou du type PAL (figure 17.43). Ces derniers sont également utilisés en présence de fortes vibrations ou lorsque l'on souhaite que l'écrou ne comprime pas trop le matériau (matières plastiques…).



Figure 17.43 – Exemple de freinage d'un boulon à l'aide d'un contre-écrou.

Freinage par collage

Il est possible de freiner une vis ou un écrou en enduisant les filets, localement ou totalement, d'un adhésif (par exemple Loctite, Freinfilet, Araldite) ou d'un vernis spécial.
Lorsqu'une vis est totalement enduite d'adhésif, dans toute sa longueur, elle assure également l'étanchéité d'un taraudage débouchant.

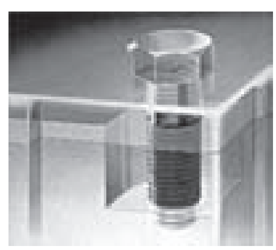


Figure 17.44 – Freinage par collage.

Le tableau 17.6 résume les caractéristiques des principaux adhésifs les plus couramment utilisés.

Tableau 17.6 – Caractéristiques des principaux adhésifs les plus couramment utilisés.

Type	Emplois
Frein filet faible 222	Freinage des vis de réglage, vis en laiton, aluminium et grands diamètres à pas fins
Frein filet normal 243	Freinage des vis et écrous standard Démontage à l'aide de l'outillage classique
Frein filet fort 2701	Blocage permanent des vis, goujons et écrous
Porétanche 290	Freinage d'éléments préassemblés par capillarité

Remarque : Pour les éléments en plastique, il convient d'utiliser le Loctite 406.

La figure 17.45 donne un aperçu des dispositifs d'autofreinages utilisés :

- écrou à déformation du filetage Tristop ISO 7042 : le freinage est obtenu par déformation de la partie conique supérieure ;
- écrous autofreinés NF EN ISO 7040 : le dispositif de freinage est composé d'une bague en polyamide non filetée ;
- écrou rondelle type Twolok : la déformation élastique de la rondelle conique limite la perte de pression de contact. La dentelure de la rondelle s'oppose au dévissage. Ces écrous sont utilisés lorsqu'une grande surface de portée est nécessaire ou en cas d'accessibilité difficile ;
- écrou type Frenvis : le freinage est obtenu par la partie supérieure de l'écrou qui est étranglée par un anneau métallique.



Figure 17.45 – Dispositifs d'autofreinage.

Rondelles freins d'écrous

- **Rondelle Grower** : le freinage est obtenu grâce à l'élasticité de la rondelle et par l'incrustation des bords de la rondelle dans l'écrou et dans la pièce.
- **Rondelle à dents extérieures** ou **à dents intérieures** : le freinage est obtenu grâce à l'élasticité des dents et à l'incrustation des arêtes dans les pièces à freiner.
- **Rondelle Flex** : le freinage est dû à l'effet conjugué de l'élasticité de la rondelle et de la résistance offerte par les arêtes de l'évidement triangulaire. Ces rondelles sont recommandées pour les alliages légers et les matières plastiques.



Figure 17.46 – Rondelles freins.

17.11.2 Freinage à sécurité absolue

Ces dispositifs forment un **obstacle** entre les différentes pièces à assembler. C'est pourquoi on considère que le freinage est à sécurité absolue.

Assemblage de bout d'arbre

Pour ce montage nous utilisons une rondelle frein et un écrou à encoches (figure 17.47). La languette de la rondelle frein vient se loger dans une rainure de l'arbre. Une des languettes de la périphérie est rabattue dans une encoche de l'écrou. On obtient ainsi un freinage absolu. Ce type de freinage est habituellement utilisé pour bloquer axialement la bague intérieure d'un roulement.

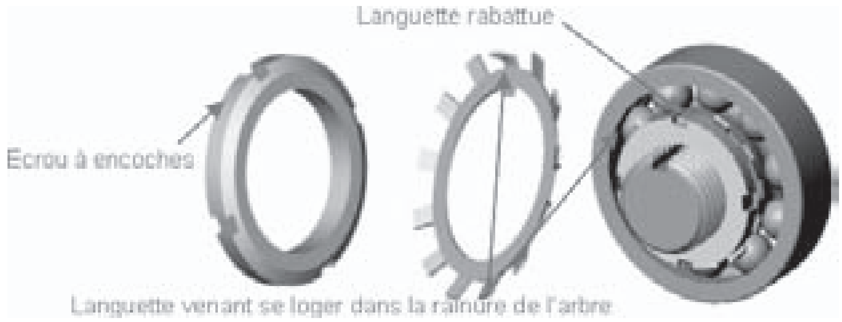


Figure 17.47 – Freinage à sécurité absolue : écrou à encoches.

Écrous à créneaux

Le freinage est obtenu à l'aide d'une goupille cylindrique fendue passant dans l'un des créneaux de l'écrou et d'un perçage préalablement aménagé dans la vis (figure 17.48). Le réglage de la position de l'écrou est obtenu par sixième de tour. Pour des raisons de sécurité il convient de remplacer la goupille cylindrique fendue après chaque démontage/remontage.

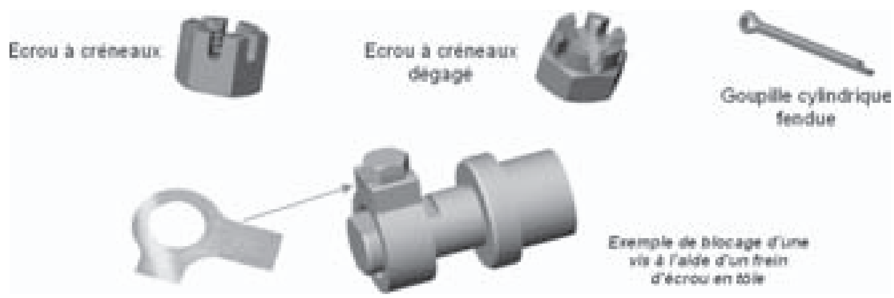


Figure 17.48 – Freinage à sécurité absolue : écrous à créneaux.

Frein d'écrou en tôle

Le freinage est obtenu en rabattant un bord de la plaquette sur la pièce et en relevant l'autre bord sur la vis ou sur l'écrou. Pour des raisons de sécurité, il convient de remplacer la plaquette lors de chaque démontage/remontage.

17.12 Liaisons démontables obtenues par goupillage

Une goupille est une cheville métallique. En construction mécanique, elle est utilisée pour :

- immobiliser deux pièces entre elles dans un mécanisme ;
- assurer la position relative entre deux pièces (centrage par exemple).

Afin de faciliter les opérations de montage/démontage, il est conseillé d'éviter les petits diamètres et d'effectuer des perçages débouchant.
Par goupillage nous obtenons une liaison **complète**, **rigide**, **démontable**, par **obstacle** et **indirecte**.
Les types de montages obtenus par goupillage sont aussi nombreux et variés. De ce fait, nous nous contenterons de donner quelques exemples à titre indicatif. D'autres montages sont étudiés en cours, lors des travaux dirigés.

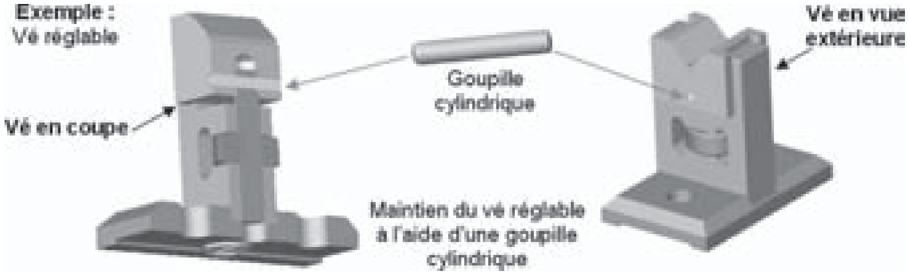


Figure 17.49 – Goupillage d'un vé réglable.

La **goupille élastique** assure le blocage entre la butée et le levier de manœuvre de la chandelle. Elle présente comme principaux avantages :

- de bien résister aux vibrations ;
- de se maintenir dans leur logement par élasticité avec un effort de serrage important ;
- de présenter une bonne résistance aux efforts de cisaillement. Dans le cas d'efforts importants, il est possible d'introduire deux goupilles l'une dans l'autre (montage compound).

La figure 17.50 donne quelques exemples de goupilles couramment utilisées.



Figure 17.50 – Goupilles.

17.13 Liaisons arbre-moyeu

Ce montage permet d'obtenir une liaison arbre-moyeu destinée à rendre solidaire en rotation et quelquefois en translation un organe de machine et un arbre.

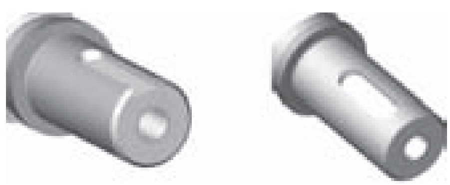


Figure 17.51 – Rainures pour clavettes.

La figure 17.52 montre un exemple de montage arbre-poulie. La poulie a été représentée en transparence afin d'améliorer la compréhension du montage. La clavette permet donc la **liaison en rotation** (elle empêche la poulie de tourner par rapport à l'axe de transmission). Aucun mouvement de rotation n'est donc possible entre l'axe de transmission et la poulie. L'ensemble rondelle et vis de fixation monté en bout d'arbre empêche tout mouvement de translation entre la poulie et l'arbre.

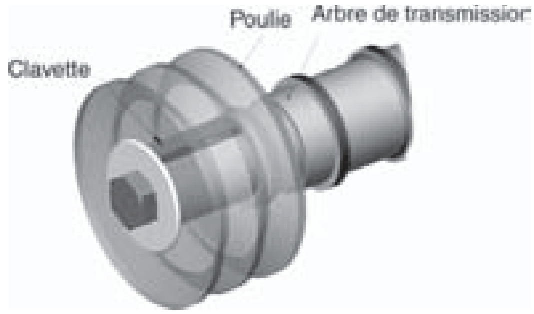


Figure 17.52 – Assemblage par clavette.

Nous nous retrouvons bien avec une **liaison fixe** ou **encastrement démontable**.
Ce montage a été donné à titre d'exemple. Il existe bien entendu de nombreuses techniques de montage par clavettes, toutes ne pourront pas être décrites dans ce manuel (clavettes parallèles de forme A, B ou C, clavettes disques…). Un exemple de formes de clavettes a été donné au chapitre 5.
Dans le cas de liaisons arbre-moyeu nous pouvons rencontrer les cas suivants :

- liaison en rotation : **arbres cylindriques** (clavettes parallèles, manchons de blocages, etc.) et **arbres coniques** (adhérence, adhérence plus clavette parallèle dans les cas de brusques variations de vitesse) ;
- liaison en translation : maintien par vis (le plus couramment employé) ou par écrou.

17.14 Liaisons encastrement non démontables

Un assemblage est considéré non démontable lorsqu'il est impossible de démonter les pièces reliées entre elles, ou de supprimer la ou les liaisons, sans détérioration. Nous obtenons alors une **liaison encastrement** (ou fixe) **non démontable**.

17.14.1 Types d'assemblages soudés et symboles associés

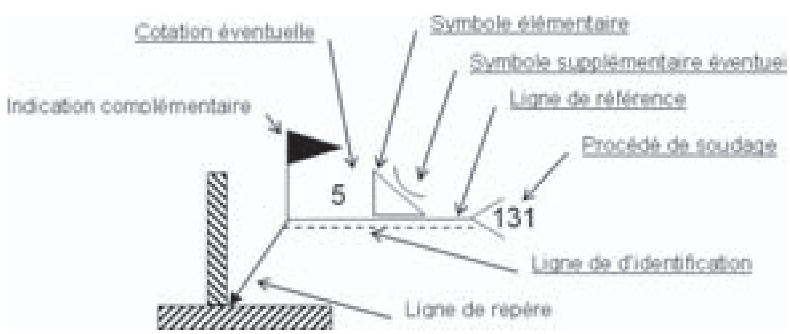


Figure 17.53 – Indications des symboles de soudure.

La figure 15.54 donne les désignations, représentations simplifiées et symboles de soudures.

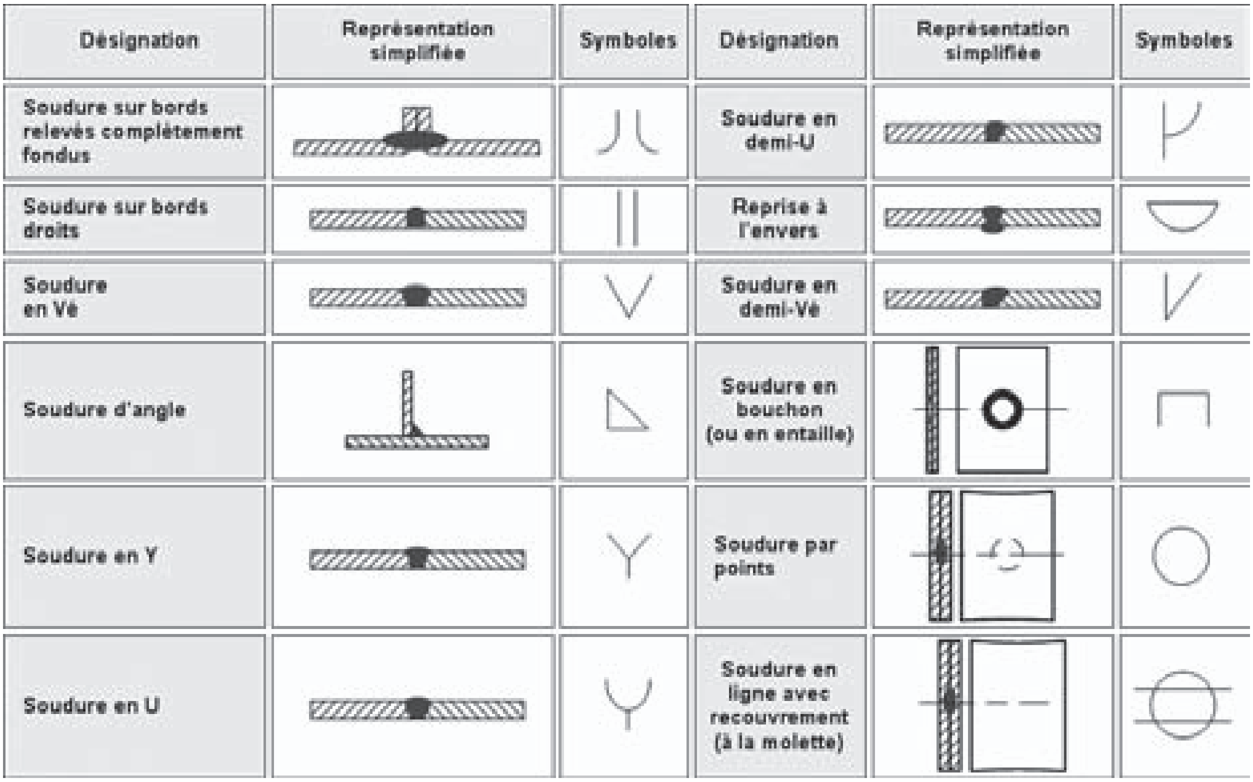


Figure 17.54 – Désignations, représentations simplifiées et symboles des soudures.

17.14.2 Procédés de soudage

Les différents procédés de soudage sont énumérés figure 17.55a et b et des indications complémentaires sont données figure 17.56.

Procédés de soudage			
1	**Soudage à l'arc**	**3**	**Soudage aux gaz**
11	Electrode fusible	311	Oxyacétylénique
111	Electrode enrobée	312	Oxypropane
112	Par gravité, électrode enrobée	313	Oxyhydrique
113	Au fil nu	**4**	**Soudage à l'état solide**
12	Sous flux en poudre	41	Ultrason
13	Protection gazeuse, électrode fusible	42	Friction
131	Gaz inerte, électrode fusible (MIG)	7	Autres procédés
135	Gaz actif, électrode fusible (MAG)	71	Aluminothermie
14	Protection gazeuse, électrode réfractaire	74	Induction
141	Gaz inerte, électrode tungstène (TIG)	751	Laser

Figure 17.55a – Procédés de soudage.

181	Electrode carbone	781	Soudage des goujons à l'arc
2	**Soudage par résistance**	782	Soudage des goujons par résistance
21	Par points	**9**	**Brassage**
22	A la molette	91	Brassage fort
23	Par bossage	94	Brassage tendre
24	Par étincelage	951	Brassage tendre à la vague
25	En bout par résistance	97	Soudobrassage

Figure 17.55b – Procédés de soudage.

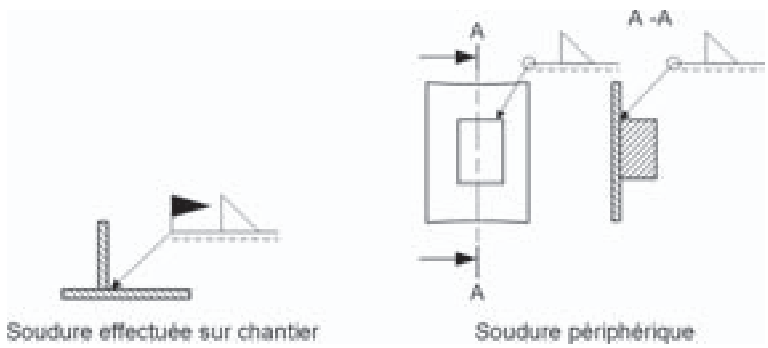


Figure 17.56 – Soudures

Prenons l'exemple d'un support de batterie (figure 17.57) prévu pour être monté sur un véhicule de type poids lourd. Il est constitué de trois pièces en tôle de 2 mm d'épaisseur assemblées par soudage (figure 17.58). Les détails de soudure sont donnés figure 17.58.

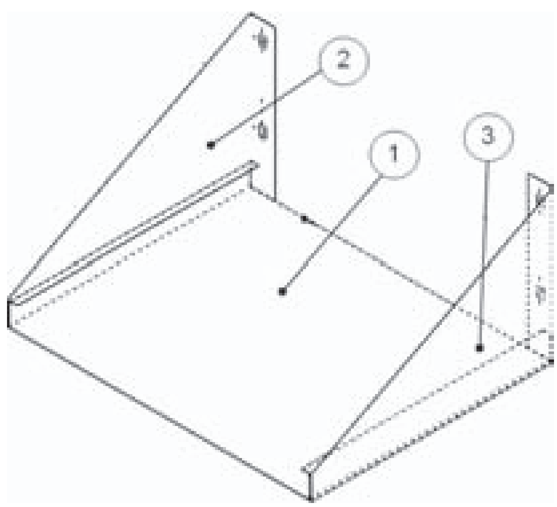


Figure 17.57 – Exemple d'assemblage soudé : support de batterie.

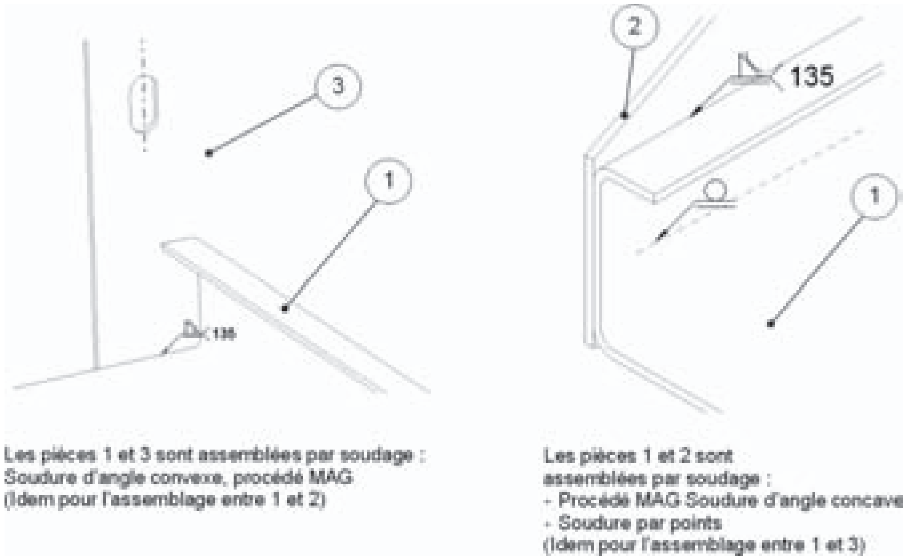


Figure 17.58 – Détails des soudures.

Concernant le soudage des pièces et leur procédé, référez-vous au chapitre 7.
Le sujet étant trop vaste pour être traité ici plus exhaustivement, pour de plus amples détails il convient de se référer à la norme et à d'autres ouvrages plus spécialisés, par exemple le *Guide du dessinateur industriel* de Chevalier.

17.14.3 Assemblages rivetés

Pour un assemblage riveté à froid, la liaison obtenue est par obstacle indirecte, tandis que pour un rivetage à chaud, elle est considérée par adhérence indirecte.
On distingue essentiellement le rivetage avec ou sans rivet rapporté, le sertissage ou le clinchage.
Le rivetage permet donc d'obtenir de manière économique des assemblages par liaison encastrement indémontable d'un ensemble de pièces (figure 17.59).

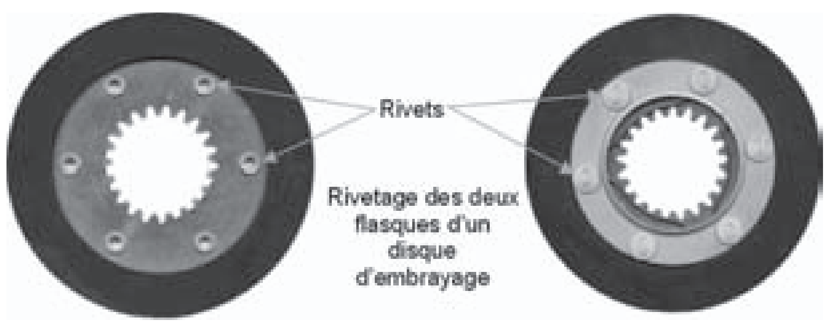


Figure 17.59 – Rivetage des deux flasques d'un disque d'embrayage.

17.14.4 Assemblages collés

Les qualités adhésives de certaines matières synthétiques permettent de réaliser des assemblages collés.
Les liaisons obtenues par collage sont considérées comme des liaisons encastrements, indémontables et par obstacle.
Le collage est largement utilisé dans l'industrie automobile, l'aviation, les cycles et motos ainsi que dans l'industrie du mobilier et de la chaussure.

Le choix quant à la nature de la colle utilisée est très important. C'est ce choix qui détermine la qualité de l'assemblage ainsi que la résistance à long terme de l'assemblage (tableau 17.7).

Tableau 17.7 – Exemples d'utilisation de colles pour assemblages collés.

Nature de la colle	Exemples d'utilisation
Résine anaérobie Scelroulement 641	Roulements et pièces devant être ajustées avec précision
Résine anaérobie Blocpresse 601	Bagues, roulements et moyeux
Cyanoacrylate IS 415	Collage des plastiques, caoutchoucs, métaux, bois, tissus…
Méthacrylate de méthyle Multi-Bond 330	Métaux non ferreux, bois, verres et matières plastiques
Résine époxy Araldite 2010	Métaux, bois, ciments, marbres, céramiques, élastomères sans silicone, plastiques sauf PTFE, PP, PE…
Méthane méthacrylate 350	Collage de verre sur verre ou de métaux sur verre

La figure 17.60 donne l'indication de collage sur un dessin technique.

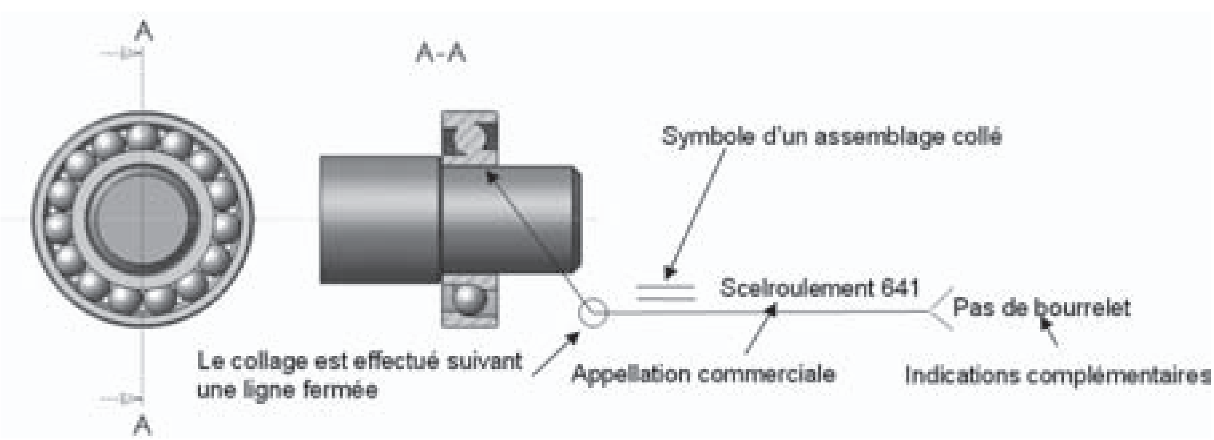


Figure 17.60 – Collage d'un roulement.

Exercice type

Reportez-vous au plan d'ensemble de l'injecteur à trous Sigma (figure 4.13) à la fin du chapitre 4.

Q1) Donnez la fonction de l'écrou H M 20 (7).

Q2) Une rupture de stock des écrous vous oblige à faire réparer le taraudage à l'atelier. Vous devez représenter le dessin de l'écrou au tourneur fraiseur chargé des réparations. À l'échelle 1:1, complétez le taraudage de l'écrou H M 20 (7) que la vue de face en coupe A-A et la vue située à gauche de la vue de face dont il faudra donner le nom (diamètre de perçage 18 mm).

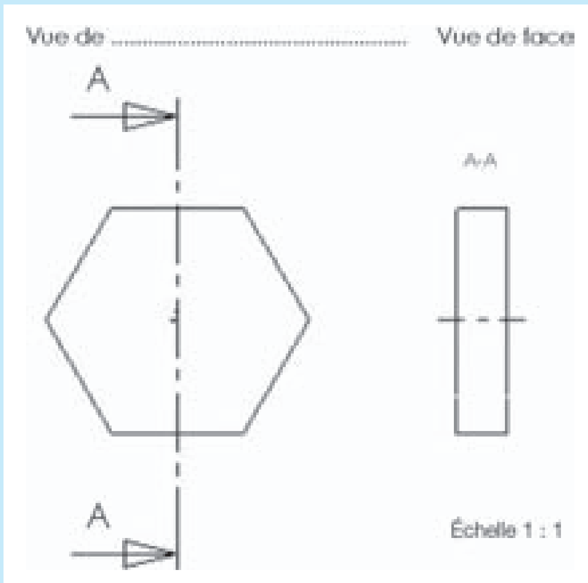


Figure 17.61 – Énoncé de l'exercice sur l'injecteur.

Reportez-vous aux réponses page 351.

Pour aller plus loin

Décrivez la liaison encastrement des pièces de l'injecteur ainsi que son mode de tarage. Donnez la désignation normalisée de l'écrou.

Voir aussi : batteur Minor Moulinex, presse-agrumes, plate-forme élévatrice, disque dur, canon de perçage.

Activités sur Internet : http://www.listepgm.org – www.filetage.com

Étanchéité et lubrification des mécanismes

18

Plan

Compétences visées : A11, ES4

L'ingénieur grec Énée le tacticien cite dans son livre, en 366 avant J.-C., le bienfait de la **lubrification** sur les mécanismes. Il préconise notamment de verser de l'huile d'olive ou de mettre de la graisse animale, saindoux ou suif, sur une scie afin de faciliter la coupe, de diminuer l'échauffement et de diminuer le bruit.

Les huiles minérales et synthétiques sont utilsées à notre époque pour la lubrification des mécanismes dans des conditions extrêmes, ce qui augmente la durée de vie et la fiabilité des mécanismes.

Les Européens découvrent le caoutchouc, extrait de l'hévéa, au XVIe siècle chez les populations d'Amérique du Sud qui disposent déjà de balles, de bottes et de récipients. Le caoutchouc connaît une rapide diffusion avec André (1853-1931) et Édouard Michelin (1859-1940) à partir de 1891 pour les cycles puis de 1894 pour les automobiles. Il est d'abord utilisé pour l'imperméabilisation des étoffes, puis il s'impose très vite pour assurer l'**étanchéité** des mécanismes (protection contre les poussières ainsi que contre les fuites d'huiles). Citons, par exemple, les flasques en caoutchouc sur les roulements graissés à vie.

18.1 Étanchéité ISO 9222

18.1.1 Définition

Un mécanisme est **étanche** lorsque aucune particule extérieure à ce mécanisme ni le lubrifiant à l'intérieur de celui-ci n'altèrent **son fonctionnement, sa durée de vie et sa température de fonctionnement** par **intrusion** ou par **fuite** (respectivement).

18.1.2 Règle

D'une manière générale, les surfaces sur lesquelles doit être réalisée l'étanchéité sont des **surfaces fonctionnelles**. Il faudra donc que celles-ci possèdent un bon état de surface, des dimensions et une géométrie de bonne qualité pour que les joints ne se détériorent pas.

18.1.3 Différentes possibilités d'utilisation

L'étanchéité peut être statique, cas des pièces encastrées (ou fixes), ou dynamique, cas des pièces en mouvement relatif (figure 18.1 et exemple de l'injecteur à la fin du chapitre 4).

L'étanchéité statique directe est une condition fonctionnelle pour le moteur (pas de fuite dans le moteur).

L'étanchéité dynamique directe est une condition fonctionnelle pour la température de fonctionnement et le retour au réservoir du surplus de gasoil.

Si un joint est nécessaire pour réaliser une étanchéité, plusieurs matériaux sont utilisés : papier, fibres, métaux, lièges et élastomères.

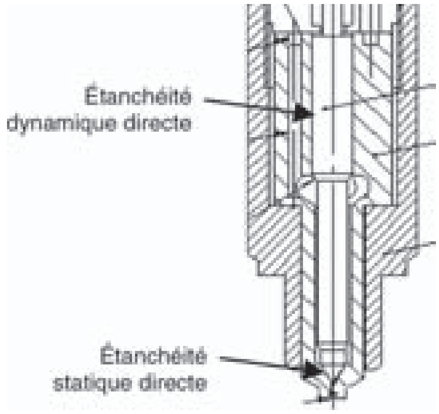


Figure 18.1 – Étanchéité sur l'injecteur.

18.1.4 Choix de l'étanchéité

Voir la figure 18.2 ci-contre.

18.1.5 Désignation, représentation et exemples

■ Joints toriques



Figure 18.3 – Joint torique.

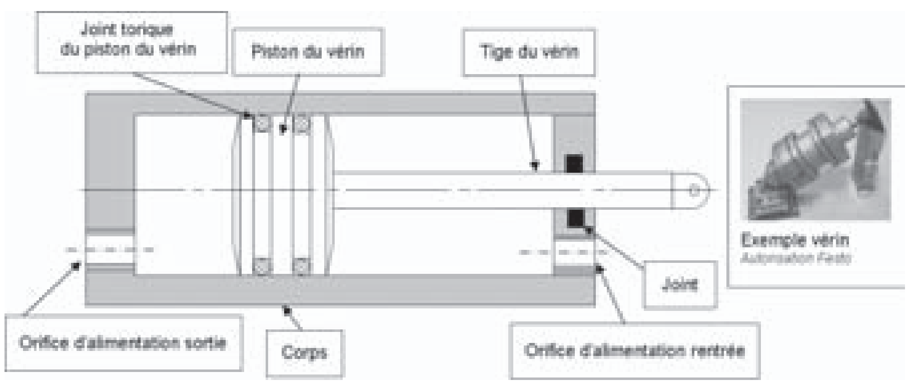


Figure 18.4 – Étanchéité par joint torique.

Leur inconvénient est qu'il existe un risque d'extrusion du joint dans l'ajustement du piston (figure 18.5). Il faut donc un ajustement ayant un faible jeu entre le piston et le corps (Ø H7g6 par exemple).

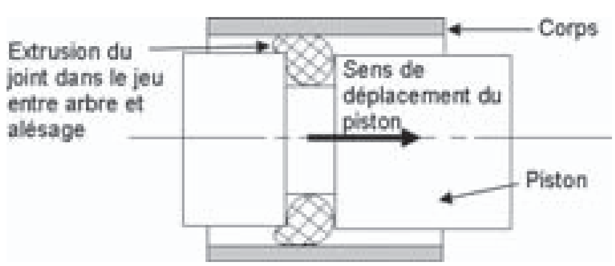


Figure 18.5 – Extrusion d'un joint torique.

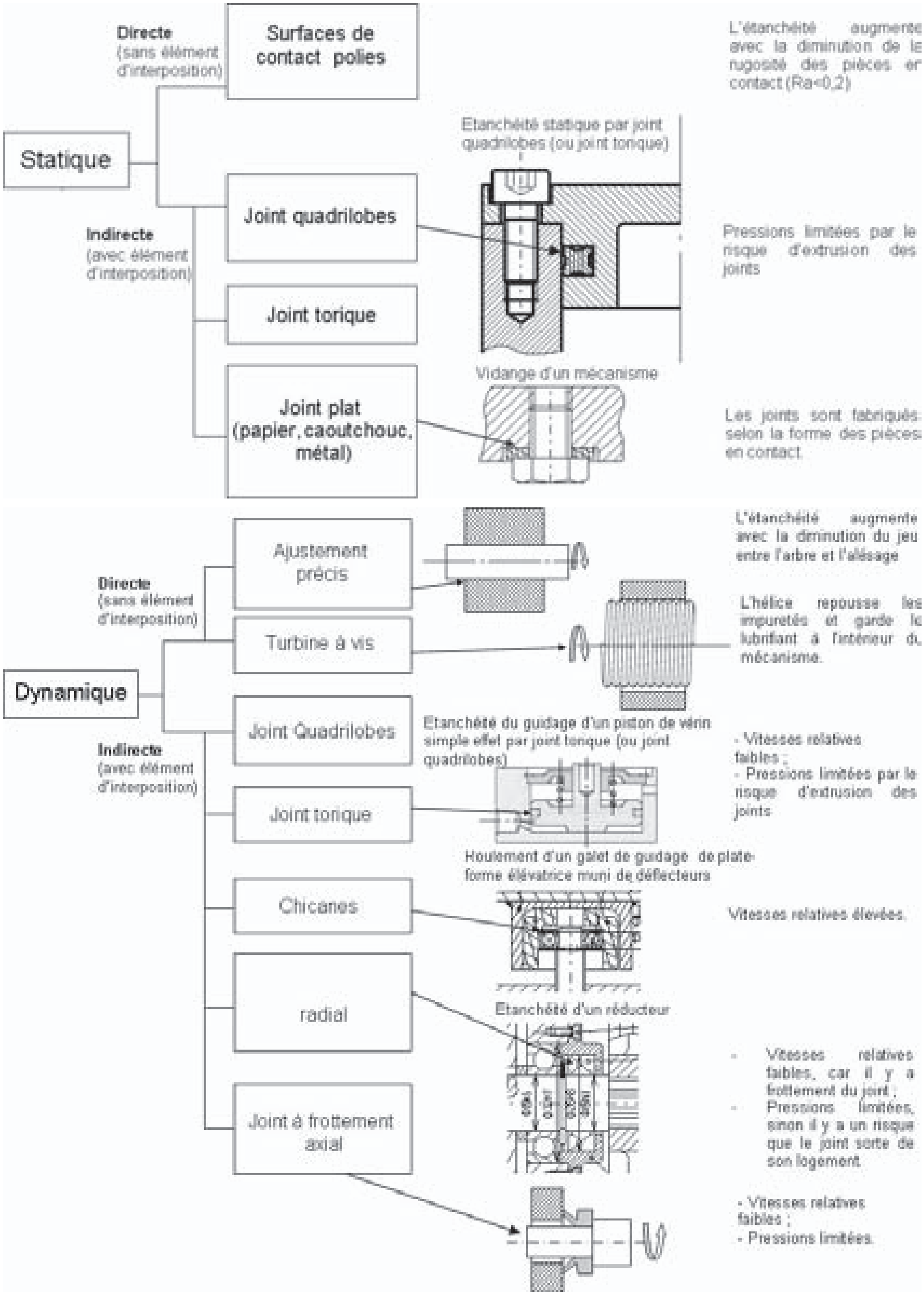


Figure 18.2 – Types d'étanchéité.

Joints à quatre lobes ou quadrilobes

Ces joints sont utilisés pour des applications similaires à celles des joints toriques mais offrent l'avantage de réduire les frottements.

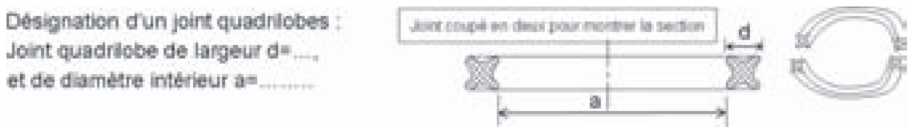


Figure 18.6 – Joint à quatre lobes.

Joints à lèvres à contact radial

Pour la lubrification à la graisse, la lèvre est orientée à l'extérieur pour repousser les impuretés et laisser sortir la graisse lors du graissage du mécanisme. Pour la lubrification à l'huile, c'est l'inverse.

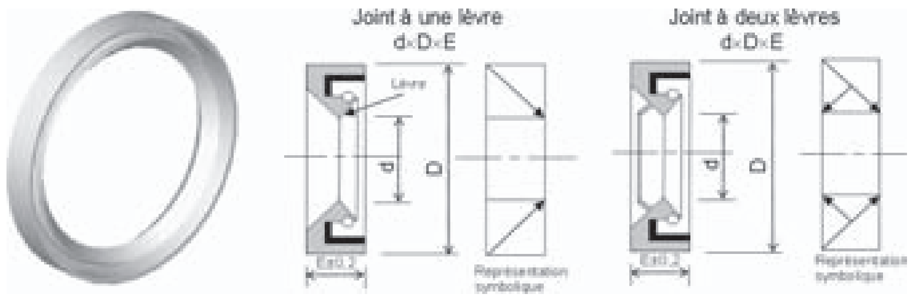


Figure 18.7 – Joints à lèvres à contact radial.

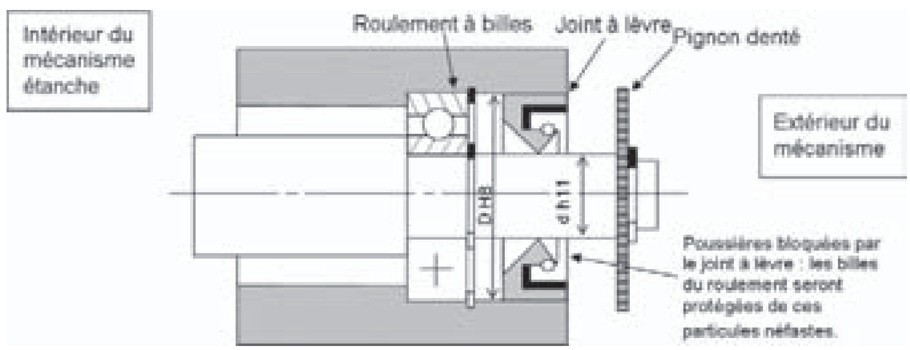


Figure 18.8 – Étanchéité par joint à lèvres à contact radial.

Inconvénients :

- Ce type de joint a tendance à marquer l'arbre à force de frotter. Dureté minimale : HRC 55. La rugosité doit être inférieure à 0,3 pour éviter la détérioration du joint.
- La pression maximale admissible est très faible : risque de délogement du joint.
- Le frottement au niveau de la lèvre sur l'arbre diminue le rendement global du mécanisme.

Joints à frottement axial

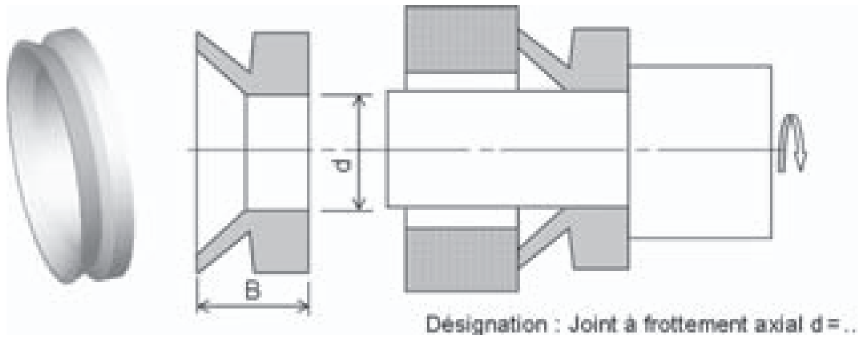


Figure 18.9 – Étanchéité par joint à frottement axial.

Déflecteurs ou chicanes

Ces joints sont utilisés pour des étanchéités dynamiques rapides avec des roulements lubrifiés à la graisse. La chicane du joint agit comme un déflecteur centrifuge. Par analogie, on peut imaginer beaucoup d'autres sortes de joints à chicane, avec des formes différentes.
Ils sont utilisés pour des rotations rapides de l'arbre par rapport au moyeu, les joints frottants étant inutiles pour des vitesses de rotation élevées (risques d'usure prématurée).

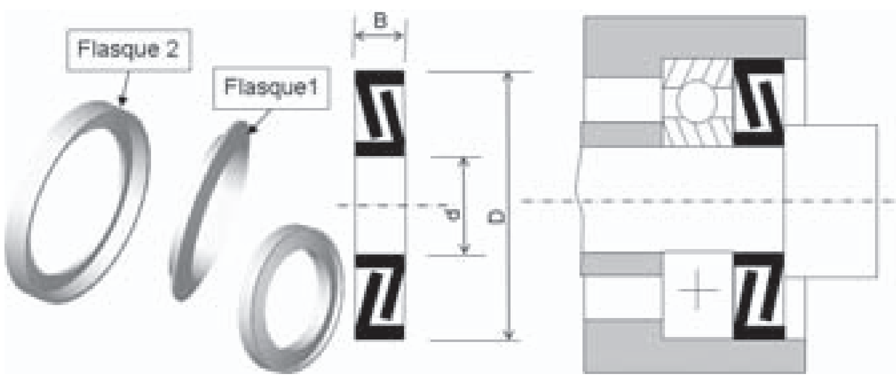


Figure 18.10 – Étanchéité par déflecteur.

Dispositifs à rainures

Ils sont utilisés pour des étanchéités dynamiques et pour les lubrifications à l'huile. Ce sont des étanchéités directes. L'huile qui passe par la gorge de l'arbre circule dans le canal de récupération grâce à la force centrifuge (figure 18.11).

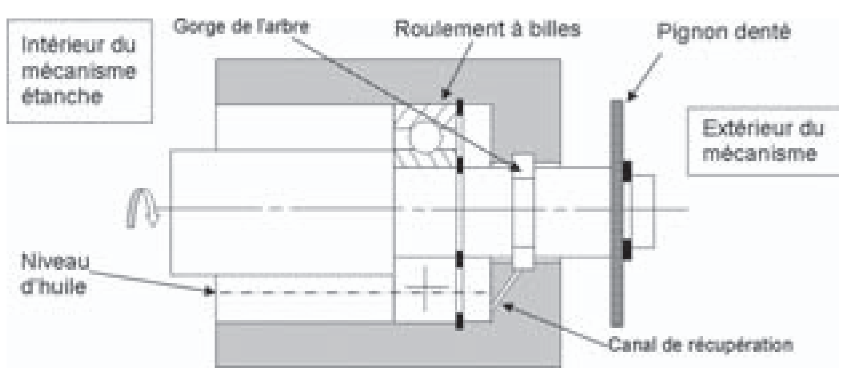


Figure 18.11 – Étanchéité par gorge et canal de récupération.

Turbines à vis

Elles sont utilisés pour des étanchéités dynamiques et pour les lubrifications à l'huile (figure 18.12).

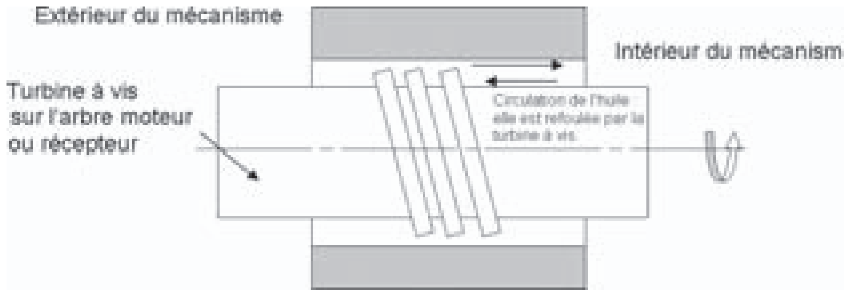


Figure 18.12 – Étanchéité par turbine à vis.

18.2 Lubrification

La lubrification dans un mécanisme est essentielle car elle diminue les **frottements internes**, les **usures** et la **corrosion**. Elle augmente la **durée de vie** et diminue les **températures de fonctionnement**. Elle améliore le **rendement** d'un mécanisme, d'où une diminution de la **consommation d'énergie**. La lubrification participe souvent à l'**étanchéité** des mécanismes.

Elle peut se faire :

- par des lubrifiants solides : talcs, MoS_2, graphite, polyamide et téflon ;
- par des lubrifiants liquides : huiles minérales et huiles de synthèses ;
- par des lubrifiants pâteux : graisses (à base d'huiles minérales et d'additifs : savon, lithium).

18.2.1 Lubrification à l'huile

Les huiles sont caractérisées par leur viscosité, en m^2/s ou centistoke ($10\,000$ ST $= 1\ m^2/s$). Elles sont utilisées lorsque les vitesses de rotation sont élevées.

Les principaux dispositifs de lubrification à l'huile sont :

- le barbotage : un ensemble de pièces en mouvement dans un mécanisme est baigné dans l'huile ;
- le brouillard d'huile : un compresseur pulvérise une certaine quantité de gouttelettes d'huile sur les éléments à étancher (roulements, engrenages) ;
- la circulation d'huile : une pompe assure la circulation de l'huile vers les éléments à lubrifier, par interposition d'un film d'huile. Elle permet aussi de réguler la température (exemple : lubrification des paliers dans le moteur d'une automobile)

Les huiles pour l'automobile sont classées de la manière suivante :

- SAE suivi d'un chiffre (20, 30, 40) pour la viscosité des huiles à une température de 100 °C : ce sont les **huiles hautes températures** ;
- SAE 0W, SAE 5W, SAE 10W… utilise la viscosité des huiles à –18 °C : ce sont les **huiles basses températures** pour l'hiver ;
- les **huiles multigrades** possèdent les caractéristiques des **huiles hautes et basses températures**. Leur désignation est de la forme SAE 5W40, c'est-à-dire qu'elles auront la même viscosité que les huiles SAE 40 à 100 °C et que SAE 5W à –18 °C.

18.2.2 Lubrification à la graisse

Les **graisses**, composées d'huiles minérales et d'additifs tels que le plomb pour les extrêmes pressions ou le lithium, sont caractérisées par leur **onctuosité**. Elles sont utilisées lorsque les températures et les vitesses sont faibles, et les charges fortes de manière générale.
Les principaux dispositifs de lubrification à la graisse sont :

- le graissage à vie lors du montage avec entretien périodique ;
- le graisseur (figure 18.13) : une pompe achemine la graisse à l'intérieur par le biais d'un graisseur monté sur le mécanisme. Le tuyau de la pompe se fixe sur le graisseur. Une vis de purge ou un bouchon de vidange incorporé permet l'entretien. Un clapet anti-retour réalise l'étanchéité du graisseur ;
- le graissage centralisé : une pompe achemine la graisse vers les éléments à lubrifier.

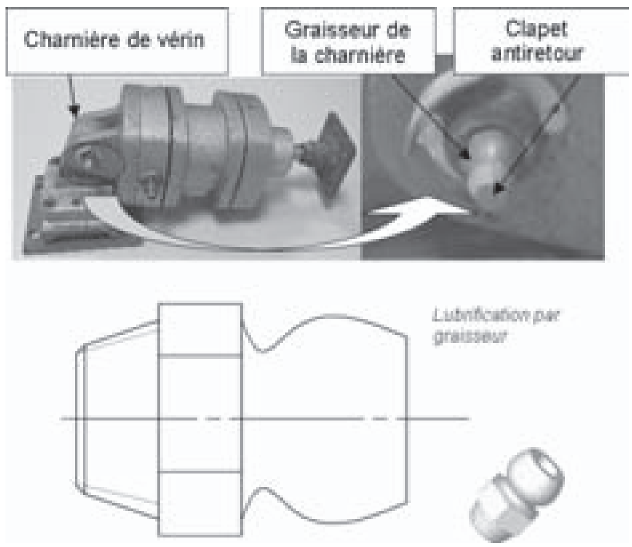


Figure 18.13 – Lubrification par graisseur (Festo).

Exercice type

Reportez-vous à l'exercice en fin de chapitre 6 qui donne le plan d'ensemble du disque dur (figure 6.18) et sa nomenclature (tableau 6.6).

Q1) Complétez le tableau ci-dessous :

Pièce	Nom	Fonction	Directe	Indirecte	Statique	Dynamique
19		Réaliser l'étanchéité entre les pièces…				
5		Réaliser l'étanchéité entre les pièces…				
Flasques en métal du roulement 27 (aidez-vous de la figure 18.14)		Réaliser l'étanchéité entre…				

Q2) Précisez le mode de lubrification du roulement 27 (figure 18.14) : huile ou graisse ?

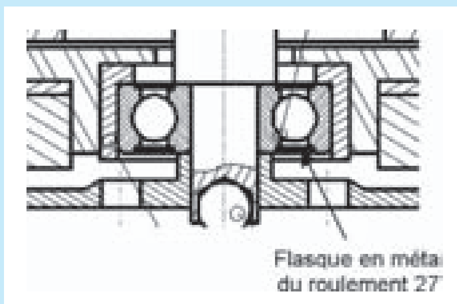


Figure 18.14 – Roulement du disque dur.

Q3) Justifiez votre réponse.

Reportez-vous aux réponses page 351.

Pour aller plus loin

Décrivez le type étanchéité pour le roulement du galet de guidage de la plate-forme élévatrice.

Représentez également une solution constructive à partir du batteur Minor Moulinex, du presse-agrumes, du disque dur ou de l'injecteur diesel.

Activités sur Internet :

http://www.listepgm.org – http://www.cnr-cmao.ens-cachan.fr

Transformation et transmission de l'énergie

19

Pour maîtriser leur environnement, les hommes créent chaque jour des outils plus performants.
Le premier mécanisme connu de **transmission** et de **transformation du mouvement** date du Paléolithique : le propulseur **permet de prolonger le bras de l'homme** afin d'envoyer des sagaies, sortes de lances, plus loin et plus vite (figure 19.1).
Vers 6000 avant J.-C., c'est l'arc qui réalise cette fonction.
Archytas de Tarente (Ve siècle avant J.-C.), politicien, philosophe et scientifique italien, élabore des **systèmes à poulies, à vis et écrou**.
On retrouve des **descriptions d'engrenages** dans les ouvrages de Philon d'Athènes au IIIe siècle avant J.-C., de Héron d'Alexandrie au Ier siècle après J.-C., ou encore de Vitruve au Ier siècle avant J.-C.
Les Romains généralisent les **roues libres** sur leurs catapultes.
La poudre à canon est utilisée vers le XIVe siècle pour propulser des projectiles.
Léonard de Vinci (1452-1519) réalise des plans de mécanismes constitués d'engrenages et de systèmes à vis et écrou.
Gerolamo Cardano (1501-1576), dit Jérôme Cardan, puis Robert Hooke (1635-1703) élaborent le **joint de cardan**.
À la fin du XVIIIe siècle, Denis Papin élabore la machine à vapeur.
Au XIXe siècle, l'énergie électrique et l'énergie mécanique se développent avec les besoins liés à la mécanisation : ampoules électriques avec filaments en graphite, cycles et automobiles.
L'énergie atomique apparaît au XXe siècle. Aujourd'hui, des nanoréducteurs à engrenages sont construits avec des roues dentées de 0,01 mm de diamètre.



Figure 19.1 – Propulseur et sagaie.

19.1 L'énergie

19.1.1 Définitions

D'une manière concrète, que représente l'énergie ?
Prenons le cas du corps humain. Dans ce cas, le synonyme d'énergie le plus parlant est le travail. Un travail est contraignant pour l'homme, contrairement au repos. Après avoir travaillé, il y a une fatigue due à une dépense énergétique. Si l'on reste au repos, il n'y a plus de dépenses. Il en est de même pour une voiture qui consomme un mélange air-essence pour se déplacer.



Figure 19.2 – Le soleil, source d'énergie.

Tout corps statique ou au repos ne travaille pas, donc ne dépense pas d'énergie. Tout corps en mouvement dépense une énergie dont la valeur sera déterminée de la manière suivante :

$$\textbf{Énergie}_{\text{corps en mouvement/repère fixe}} = \textbf{Puissance}_{\text{corps en mouvement/repère fixe}} \times \textbf{Temps du travail}$$

$$\boxed{E_{c/R} = P_{c/R}\, t}$$

où $E_{c/R}$ est l'énergie ou travail en J (ou en W.s ou en cal) ; $P_{c/R}$ est la puissance en W (ou parfois en cheval vapeur avec $1\ \text{CV} = 736\ \text{W}$) ; t est le temps en s.
Mais qu'est-ce que la puissance ?
La **puissance** représente **l'intensité avec laquelle un mécanisme produit ou modifie son mouvement**. Ainsi, la puissance que donne une énergie source à un corps en mouvement par rapport à un repère fixe permet à celui-ci de se mouvoir plus ou moins rapidement selon que l'énergie source est grande ou faible.
L'énergie source n'est pas toujours utilisée directement. Il faut la transformer en énergie électrique (alternateur ou dynamo) ou en énergie mécanique (réducteur, système bielle/manivelle). On adapte ainsi le type de puissance à nos besoins.
Les mécanismes permettant d'adapter la puissance à nos besoins sont la transmission du mouvement, la transformation du mouvement mécanique, les accouplements, les freins et la transformation des énergies (figure 19.3).

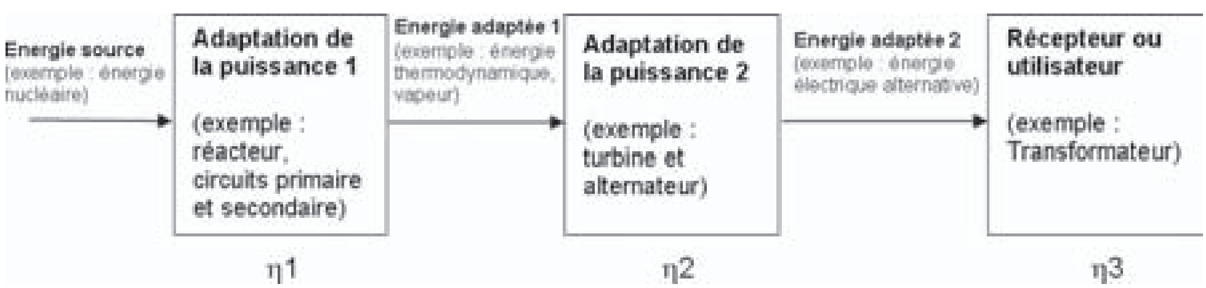


Figure 19.3 – Chaîne de l'énergie d'une centrale nucléaire.

Qu'est-ce que le rendement ?
Le **rendement** mécanique d'un ensemble en mouvement se traduit par l'aptitude qu'à un mécanisme à restituer plus ou moins complètement la puissance fournie à son entrée.
Le rendement η (en %, toujours inférieur ou égal à 100 %) se traduit donc par la relation :

$$\boxed{\eta = \frac{P_{\text{sortie/R}}}{P_{\text{entrée/R}}}}$$

Ainsi, la puissance de sortie est toujours inférieure ou égale à la puissance d'entrée :

$$P_{\text{sortie/R}} \leq P_{\text{entrée/R}}$$

Il est évident que l'on cherche toujours à avoir un rendement optimal.
Dans la pratique, les causes de la baisse du rendement peuvent être d'origine géométrique, d'origine mécanique (frottements), d'origine fluidique (pertes de charge), d'origine électrique (déphasage)…
Un faible rendement entraîne une augmentation de la température de fonctionnement des mécanismes.
Les énergies sources et les relations éventuelles pour déterminer la puissance disponible sont les suivantes.

19.1.2 Énergie solaire

Les photons de l'énergie solaire modifient les niveaux d'énergie des électrons et engendrent un courant par flux des électrons. Un courant électronique crée ainsi l'électricité (figure 19.4).



Figure 19.4 – Panneaux solaires.

La **puissance** récupérée est le plus souvent électrique et continue car on l'utilise assez peu directement. Elle est le produit de la tension (U en V) par l'intensité du courant (i en A ou en C/s) :

$$\boxed{P_{\mathrm{c/R}} = U\,i}$$

19.1.3 Énergie mécanique

L'énergie mécanique se retrouve à beaucoup de niveaux. L'énergie de l'homme est souvent utilisée à des fins mécaniques par translation (scie) ou rotation (pédales de vélo). L'animal a lui aussi longtemps été utilisé pour remplacer l'homme pour les tâches nécessitant un grand travail (labour).
Pour une pièce en translation, la **puissance** est le produit de la force de poussée sur l'objet (F en N) par la vitesse de translation de l'objet par rapport à un repère fixe (V en m/s) :

$$\boxed{P_{\mathrm{c/R}} = F_{\text{poussée} \rightarrow \text{corps}}\, V_{\mathrm{corps/R}}}$$

Pour une pièce en rotation, la **puissance** est le produit du couple sur l'objet (C en N · m) par la vitesse de rotation de l'objet par rapport à un repère fixe (ω en rad/s) :

$$\boxed{P_{\mathrm{c/R}} = C_{\text{extérieur} \rightarrow \text{corps}}\, \omega_{\mathrm{corps/R}}}$$

Prenons l'exemple de la pompe mécanique figure 19.5. L'âne a une puissance :

$$P_{\mathrm{c/R}} = F_{\text{poussée} \rightarrow \text{corps}}\, V_{\mathrm{corps/R}}$$

Le renvoi transmet une puissance :

$$P_{c/R} = C_{\text{extérieur} \to \text{corps}}\, \omega_{\text{corps}/R}$$

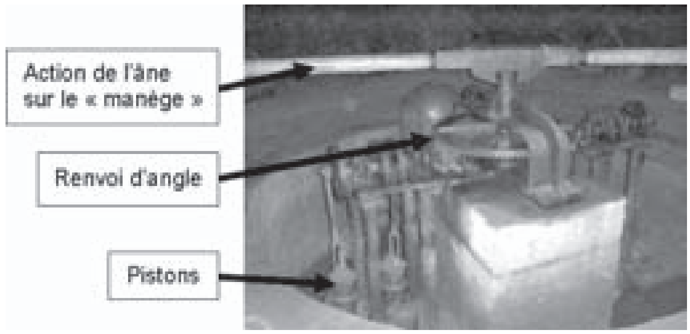


Figure 19.5 – Pompe mécanique fonctionnant avec un âne pour l'exhaure d'une mine à Neufchef (57).

19.1.4 Énergie hydraulique

L'énergie hydraulique est « récupérée » au niveau des vallées avec des barrages où l'on régule le débit de l'eau tout en produisant de l'électricité avec un alternateur (figure 19.6). Certaines centrales hydrauliques utilisent la marée motrice, c'est-à-dire produisent du courant avec les marées.



Figure 19.6 – Barrage hydroélectrique sur le Rhin entre Gambsheim (France) et Freistett (Allemagne).

La **puissance** hydraulique est le produit de la pression hydraulique (p en Pa ou N/m^2) par le débit hydraulique (Q en m^3/s) :

$$P_{c/R} = p_{\text{hydraulique} \to \text{corps}}\, Q_{\text{hydraulique}/R}$$

19.1.5 Énergie éolienne

L'énergie éolienne représente le mouvement de l'air (donc d'un fluide) au cours du temps (figure 19.7). On peut utiliser cette énergie directement (voiles d'un bateau), mais elle peut être récupérée et transformée en énergie mécanique (moulin à vent), ou en énergie électrique (éolienne).

La puissance récupérée à la sortie de l'alternateur de l'éolienne est le plus souvent électrique et alternative. Elle est le produit de la tension (U en V) par l'intensité du courant (i en A ou en C/s) :

$$P_{c/R} = U\, i \cos\varphi$$

avec φ l'angle de déphasage en radians ou degrés.

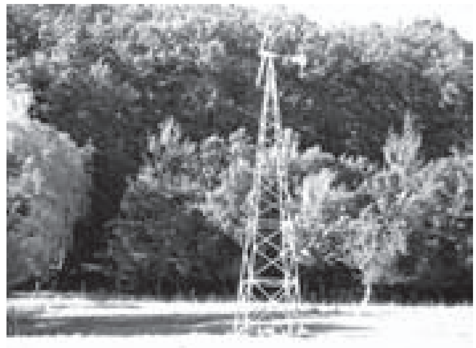


Figure 19.7 – Éolienne près de Villé (67).

19.1.6 Énergie chimique

L'énergie chimique est utilisée pour réaliser divers produits. La pétrochimie permet de réaliser les différents carburants nécessaires pour faire rouler les automobiles. Chaque carburant possède son propre pouvoir calorifique interne lors de sa combustion dans les moteurs thermiques (figure 19.8).



Figure 19.8 – Compagnie rhénane de raffinage de Reichstett.

19.1.7 Énergie nucléaire

L'énergie nucléaire représente l'énergie qu'il faut pour casser le noyau d'un atome, ou le séparer. D'une manière générale, on l'utilise pour créer une énergie électrique ou comme combustible sur les sous-marins nucléaires. La bombe atomique est un cas particulier où l'on utilise l'énergie nucléaire directement.
La puissance récupérée à la sortie de l'alternateur de la centrale est le plus souvent électrique et alternative (figure 19.9). La puissance électrique à la sortie de l'alternateur de la centrale est le produit de la tension (U en V) par l'intensité du courant (i en A ou en C/s) :

$$\boxed{P_{c/R} = U\, i \cos\varphi}$$

avec φ l'angle de déphasage en radians ou degrés.



Figure 19.9 – Cheminée d'une centrale.

19.1.8 Énergie calorifique

La chaleur est utilisée depuis la nuit des temps pour se chauffer quand il fait froid. On peut séparer les énergies pouvant créer de la chaleur en deux catégories :

Énergie combustible

Cette source d'énergie provient le plus souvent de corps composés d'atomes d'hydrogène et de carbone. Avec une flamme, ces matériaux se consument avec l'oxygène de l'air.
Les sources d'énergie peuvent être :

- d'origine végétale : bois, charbon de bois (figure 9.10), houille, pétrole brut (figure 9.11), gaz naturel, huiles (olives, tournesol, colza, noix…), sucre de canne et betterave, amidon des céréales, éthanol (alcool) par fermentation des fruits et légumes sucrés, etc. ;
- d'origine animale : graisse des animaux (suif et saindoux), muscles des animaux.



Figure 19.10 – Braises.



Figure 19.11 – Plate-forme pétrolière près de Cromarty (Écosse).

Chaque énergie combustible a son propre pouvoir de combustion. Ainsi, à volume égal, certains produits seront plus énergétiques que d'autres.

Énergie géothermique et solaire

De source naturelle, ces deux énergies proviennent soit du cœur de la Terre soit du Soleil dont l'hydrogène se transforme en hélium en libérant une grande énergie. Les rayons lumineux qui nous en arrivent sont les photons.

19.1.9 Systèmes de transformation des énergies

D'une manière générale, les systèmes de transformation de l'énergie vus dans ce cours sont des systèmes permettant de transformer une énergie *x* en énergie *y* (figure 19.12).

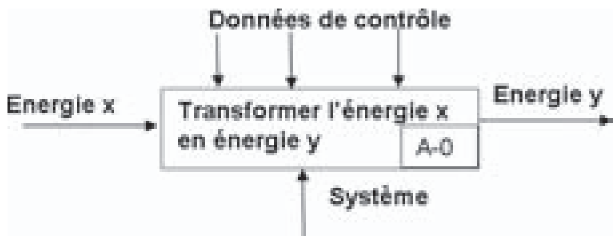


Figure 19.12 – Diagramme A-0 d'un transformateur d'énergie.

On appelle **moteur** tout mécanisme recevant une énergie (électrique, hydraulique, pneumatique, mécanique) pour la transformer en **énergie mécanique de rotation**.
On appelle **pompe** tout mécanisme dont l'énergie d'entrée est une **rotation mécanique** et dont la sortie **aspire et refoule alternativement un fluide** (de l'huile ou de l'eau). Si le fluide refoulé est compressible (gaz), on appellera ce mécanisme **compresseur**.
On appelle **alternateur** tout mécanisme dont l'énergie d'entrée est une **énergie mécanique de rotation** et celle de sortie est un **courant électrique alternatif**, le plus souvent triphasé.
On appelle **dynamo** tout mécanisme dont l'énergie d'entrée est une **énergie mécanique de rotation** et celle de sortie est un **courant électrique continu**.
On appelle **vérin** tout élément dont l'énergie d'entrée (électrique, mécanique, pneumatique, hydraulique) permet de créer un mouvement de **translation linéaire rectiligne** à la sortie. Contre-exemple : un vérin rotatif fonctionne comme un moteur mais avec une limite sur la rotation (l'arbre de sortie ne peut pas faire un tour complet).

19.2 La transmission du mouvement

Sur la figure 19.13, on représente le choix simplifié du type de réduction.

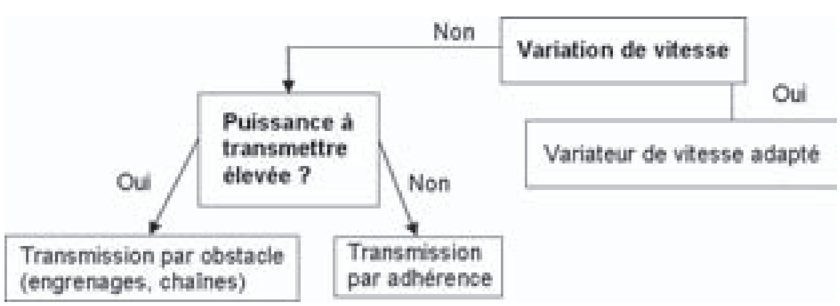


Figure 19.13 – Choix d'une transmission.

19.2.1 Ressorts (génération de puissance et transmission par contact) NF EN ISO 2162

Les ressorts jouent le rôle d'accumulateur d'énergie potentielle et le rôle de convertisseur d'énergie potentielle en énergie mécanique de translation ou de rotation.

Ressorts de traction et de compression cylindriques

Ils sont caractérisés par leur nombre de spires, leur diamètre de fil, leur diamètre d'enroulement et leur longueur. La relation générale de l'effort transmissible par le ressort en fonction de la longueur de compression (ou longueur de traction) s'écrit :

$$F_{\text{ressort} \rightarrow \text{pièce}} = k\,x$$

avec $F_{\text{ressort} \rightarrow \text{pièce}}$ l'effort de poussée (ressort de compression) ou de retenue (ressort de traction) du ressort sur une pièce, en N ; k la raideur du ressort, en N/m ; x la longueur de traction ou de compression, en m.
Prenons l'exemple du ressort d'un injecteur diesel de bateau (figure 19.14).

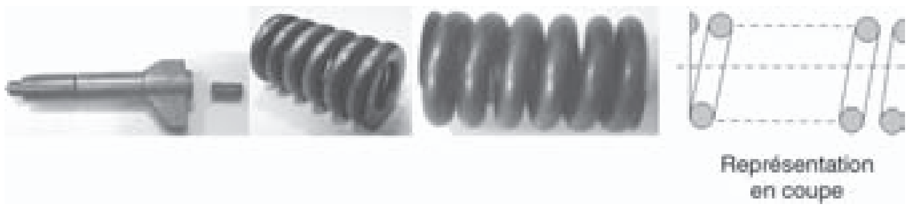


Figure 19.14 – Ressort de compression d'un injecteur diesel de bateau.

On peut parfois représenter ce ressort en vue extérieure.
Le ressort de traction se représente de la même manière que le ressort de traction (figure 19.15). Exemple : dynamomètre (mesure des forces).



Figure 19.15 – Ressort de traction.

Remarque : Les rondelles de compression peuvent s'utiliser comme des ressorts de compression (figure 19.16) (voir NF E 25-510).



Figure 19.16 – Rondelle de compression.

Ressorts de torsion

Les ressorts de torsion (barre de torsion, cylindrique à spires ou à spirale) sont utilisés pour emmagasiner de l'énergie destinée à produire une rotation. La relation pour déterminer le couple transmissible selon l'angle de torsion peut s'écrire sous la forme :

$$C_{\text{ressort} \rightarrow \text{pièce}} = j\,\theta$$

avec $C_{ressort \rightarrow pièce}$ le couple du ressort sur la pièce en N · m ; j la raideur angulaire du ressort en N · m/rad ; θ l'angle de torsion en rad.
Prenons l'exemple d'un ressort de torsion à spirale (figure 19.17).

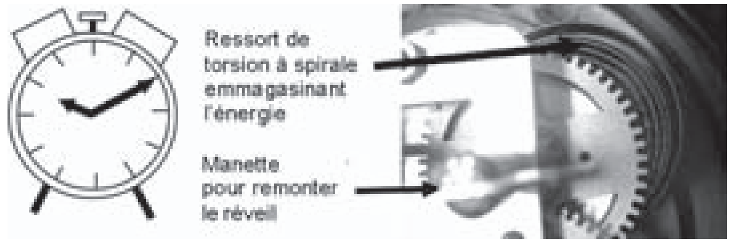


Figure 19.17 – Ressort de torsion d'un réveil mécanique.

Ressorts de flexion

Ils sont très utilisés pour la suspension des véhicules industriels (figure 19.18).



Figure 19.18 – Ressort à lames pour la suspension arrière d'une camionnette.

19.2.2 Engrenages (transmission par obstacle) NF ISO 1122 – NF ISO 701 – NF EN ISO 2203

La transmission par obstacle s'est développée au cours du temps au travers des engrenages. Ceux-ci sont en effet appréciés pour leur robustesse, leur rendement, leur modularité et leur précision. Des moyens de production adaptés pour le taillage des engrenages se sont développés : brochage, taillage par fraise mère, par outils crémaillère…
Un engrenage est constitué d'une roue et d'un pignon dentés (figures 19.19 et 19.20)

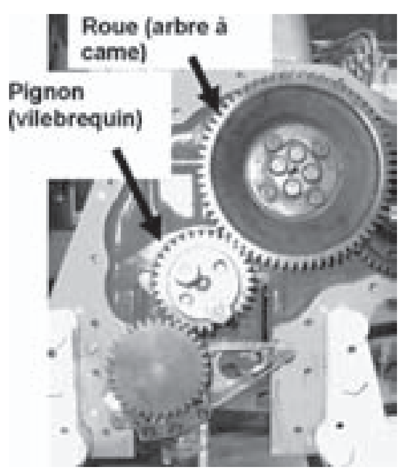


Figure 19.19 – Distribution d'un moteur diesel de bateau.

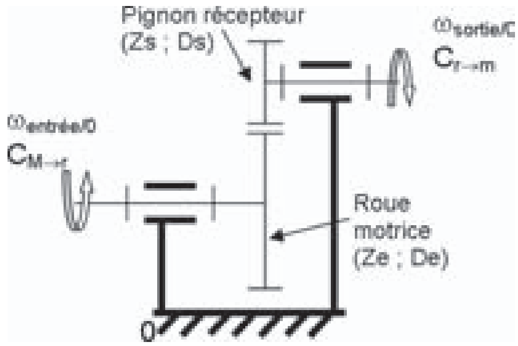


Figure 19.20 – Schématisation d'un réducteur à engrenage.

Un système à engrenage peut aussi être appelé réducteur ou multiplicateur suivant qu'il réduit la vitesse ou la multiplie (respectivement). En outre, un engrenage est caractérisé par un rapport de transmission qui s'écrit dans la norme :

$$i_{es} = \frac{\omega_{e/0}}{\omega_{s/0}} = \frac{C_{r \to m}}{C_{M \to r}} = \frac{Z_s}{Z_e} = \frac{D_s}{D_e}$$

i_{es} est le rapport de transmission (sans unité). Si $i < 1$, le système est **multiplicateur**. Si $i > 1$, le système est **réducteur**. $\omega_{e/0}$ est la vitesse d'entrée de la roue motrice (ou pignon moteur) de l'engrenage (en rad/s ou en tr/min) ; $\omega_{s/0}$ est la vitesse de sortie du pignon récepteur (ou roue réceptrice) de l'engrenage (en rad/s ou en tr/min) ; $C_{r \to m}$ est le couple de sortie du réducteur sur le mécanisme à entraîner (en N · m) ; $C_{M \to r}$ est le couple d'entrée du moteur sur le réducteur (en N · m) ; Z_s est le nombre de dents du pignon récepteur (ou de la roue réceptrice) ; Z_e est le nombre de dents de la roue motrice (ou du pignon moteur) ; D_s est le diamètre du pignon récepteur (ou de la roue réceptrice) (en mm) ; D_e est le diamètre de la roue motrice (ou du pignon moteur) (en mm).

La figure 19.21 donne la représentation des engrenages sur un plan.

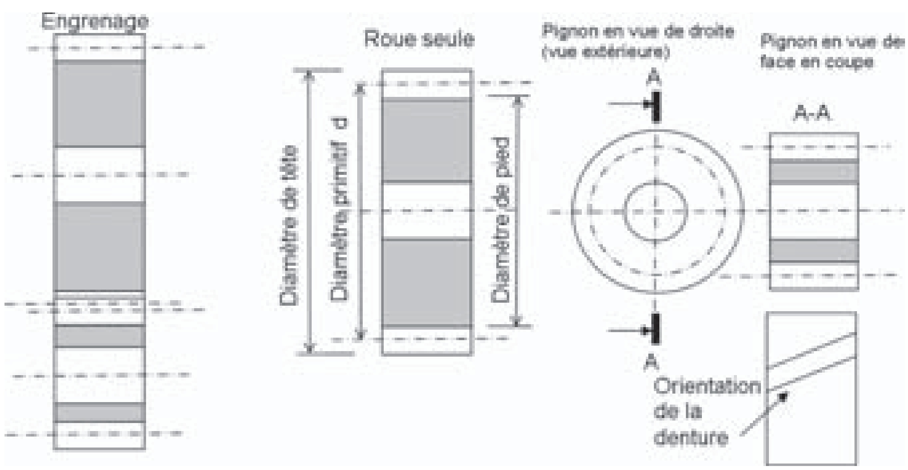


Figure 19.21 – Représentation d'un engrenage.

Remarques :

1. Dans tous les cas, la puissance de sortie est légèrement inférieure à la puissance d'entrée à cause des pertes.
2. Le pignon et la roue tournent en sens inverse pour un engrenage extérieur, mais dans le même sens pour un engrenage intérieur.

Caractéristiques de taillage des engrenages droits

Il existe des engrenages droits à denture droite et des engrenages droits à denture hélicoïdale (figure 19.22). Pour un engrenage droit à denture hélicoïdale, le pas apparent représente la distance entre deux dents lorsqu'on regarde le pignon dans l'axe. Le pas réel représente la distance entre deux dents lorsqu'on regarde le pignon ou la roue sur le dessus.

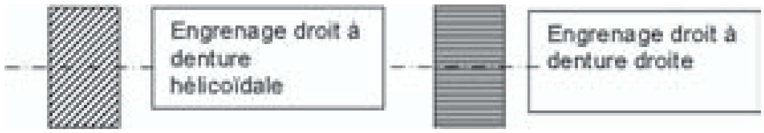


Figure 19.22 – Denture d'un engrenage.

D'une manière générale, une roue est caractérisée par son nombre de dents (Z), son diamètre de taillage (d en mm) et son module apparent (m_t en mm). Le profil de la denture est en développante de cercle dans la plupart des applications (figure 19.23). Pour déterminer les caractéristiques de l'engrenage, nous disposons des relations :

$$\boxed{d_{roue} = m_t Z_{roue}} \quad \text{et} \quad \boxed{d_{pignon} = m_t Z_{pignon}} \quad \text{avec} \quad m_t = \frac{p_t}{\pi}$$

$$\text{Entraxe (en mm) : } \boxed{a = \frac{m_t(Z_{roue} + Z_{pignon})}{2} = \frac{(d_{roue} + d_{pignon})}{2}}$$

Exemple :
Nombre de dents $Z = 32$. Si le pas apparent $p_t = 5{,}2$ mm, combien valent m_t et d ?
$m_t = 1{,}65$ mm et $d = 53$ mm.

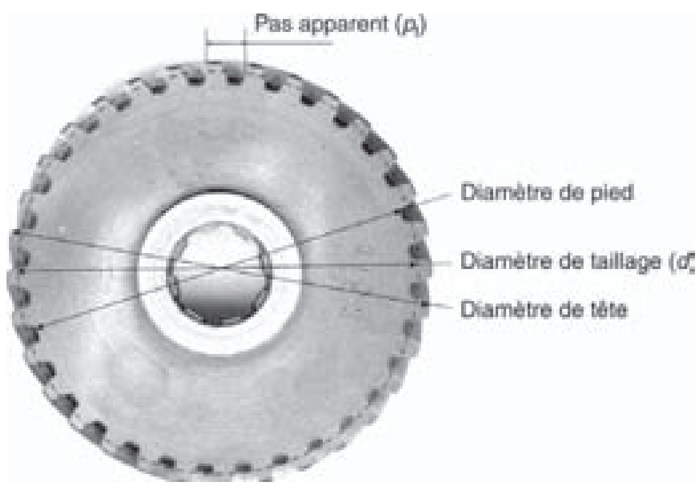


Figure 19.23 – Caractéristiques d'une roue dentée.

Remarque pour les engrenages à denture hélicoïdale
β : angle d'hélice (si $\beta = 0$, la roue sera à denture droite).
m_n : module réel ($m_t = m_n/\cos\beta$)
p_n : pas réel (avec $p_t = p_n/\cos\beta$)

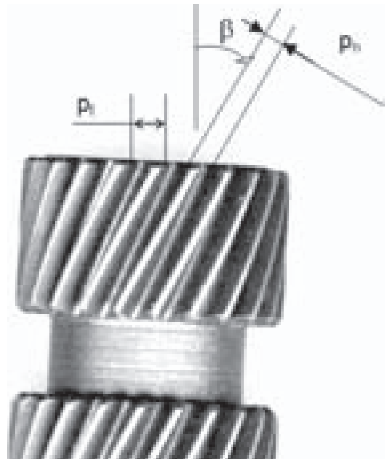


Figure 19.24 – Pignon droit à denture hélicoïdale.

■ Caractéristiques de taillage des engrenages coniques (renvois d'angle)

Ils sont souvent utilisés pour permettre le renvoi d'angle dans une direction désirée notamment pour des gains de place (différentiel d'automobile par exemple). La schématisation et les caractéristiques des engrenages coniques sont données figures 19.25 à 19.27.

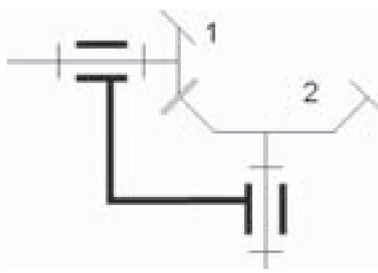


Figure 19.25 – Schématisation du renvoi conique.

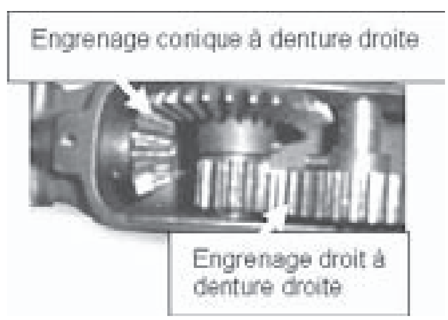


Figure 19.26 – Engrenage conique.

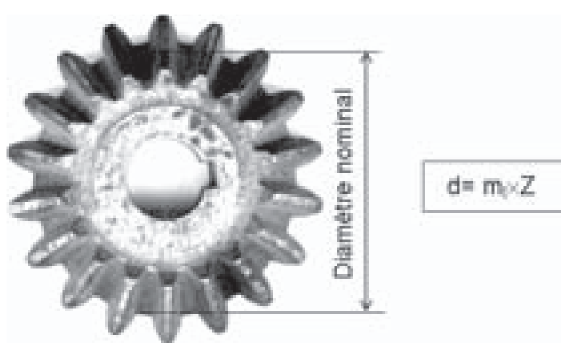


Figure 19.27 – Pignon conique.

Trains épicycloïdaux

Les trains épicycloïdaux sont constitués de plusieurs parties généralement nommées : planétaire pour la couronne à denture intérieure ou pour le pignon recevant les satellites, porte-satellite pour la partie intermédiaire constituée de plusieurs pignons nommés satellites. **Lors du fonctionnement, on impose une vitesse (souvent annulée par encastrement) à l'une des trois parties pour obtenir le rapport de réduction voulu (trois cas de fonctionnement). On peut aussi bloquer tous les éléments ensemble (un cas de fonctionnement).** Leur intérêt réside dans le fait qu'ils autorisent un très grand rapport de réduction avec un encombrement réduit, contrairement à un train d'engrenage simple. Ils sont souvent utilisés pour les boîtes de vitesses automatiques des automobiles ainsi que pour les différentiels.
Les figures 19.28 et 19.29 donnent des exemples utiles pour la résolution de ce genre de réducteur.

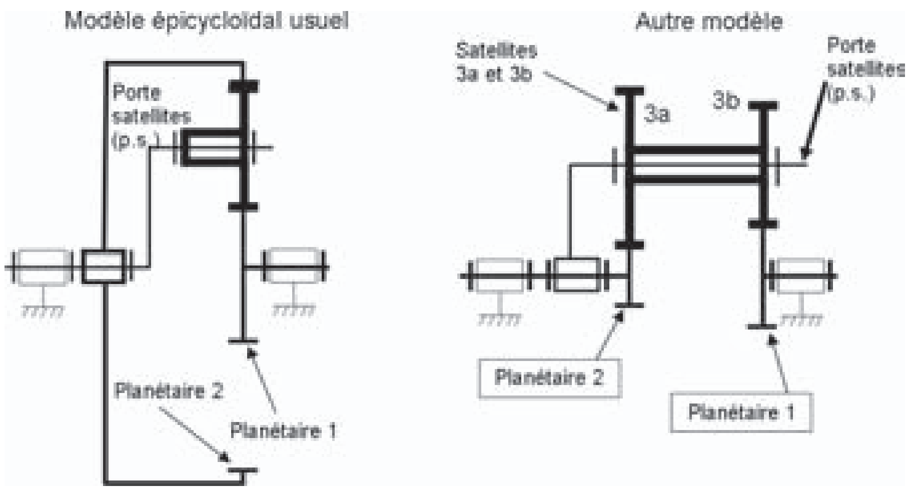


Figure 19.28 – Modèles de trains épicycloïdaux.

La relation permettant de déterminer les vitesses du satellite, du porte-satellite et du planétaire est de la forme (avec *n* le nombre de contacts extérieurs entre les dentures) :

$$\frac{\omega_{\text{planétaire }2/0} - \omega_{\text{ps}/0}}{\omega_{\text{planétaire }1/0} - \omega_{\text{ps}/0}} = (-1)^n \times \frac{Z_1}{Z_{\text{satellite }3\text{b}}} \times \frac{Z_{\text{satellite }3\text{a}}}{Z_2}$$

En réalité, en bloquant le porte-satellite, on a :

$$\frac{\omega_{2/\text{ps}}}{\omega_{1/\text{ps}}} = i_{2\text{ps}}\, i_{1\text{ps}}$$

L'expression $(-1)^n$ vient du fait que, si le nombre de contacts extérieurs est pair, $(-1)^n$ est positif et, si le nombre de contacts extérieurs est impair, $(-1)^n$ sera négatif. La figure 19.29 donne l'exemple d'un tel train dans une boîte de vitesses automatique.

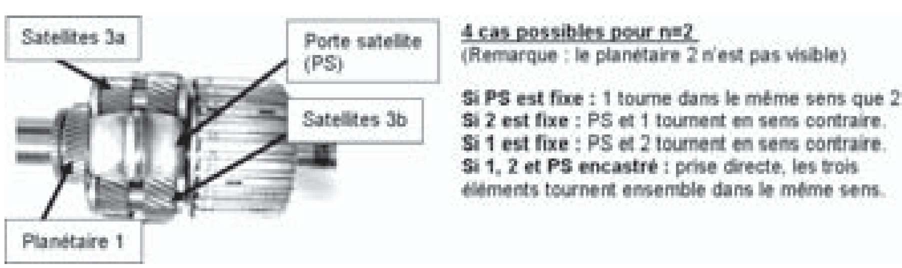


Figure 19.29 – Train épicycloïdal d'une boîte de vitesses automatique.

Engrenages à roue et vis sans fin

Les systèmes à roue et vis sans fin sont le plus souvent utilisés comme renvoi d'angle avec un gros rapport de réduction (100 par exemple) et avec un seul engrenage. Les figures 19.30 et 19.31 donnent leur schématisation cinématique et leur représentation sur un plan.

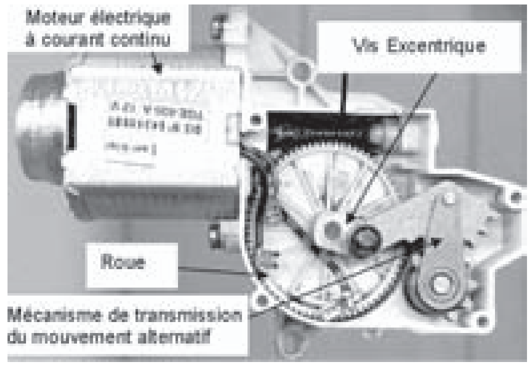


Figure 19.30 – Motoréducteur d'essuie-glace d'automobile à roue et vis.

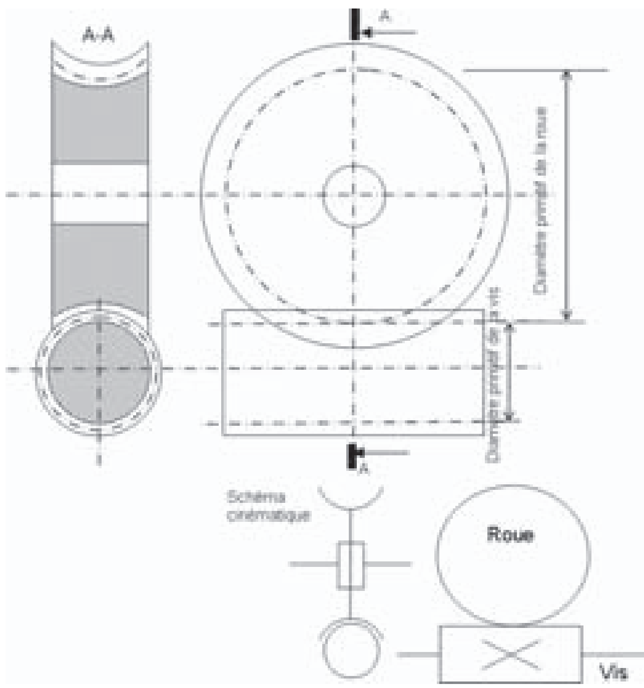


Figure 19.31 – Représentation d'un engrenage à roue et vis.

Le mécanisme de transmission d'un essuie-glace d'automobile (figure 19.30) est le suivant. Un moteur électrique transmet la rotation à la vis. La vitesse de rotation est réduite sur la roue. L'excentrique, en tournant, engendre un mouvement de rotation alternative et l'essuie-glace est fixé à la sortie du mécanisme de transmission du mouvement, d'où le mouvement de rotation alternatif. $Z_{roue} = 75$ dents ; $Z_{vis} = 1$ filet. La relation de réduction s'écrit comme précédemment, mais avec la condition d'irréversibilité de cet engrenage. L'ensemble sera irréversible si l'angle d'hélice de la roue et de la vis est suffisamment petit, de l'ordre de 7° maximum environ.
Le rapport de transmission s'écrit alors :

$$i_{vis/roue} = \frac{\omega_{vis/0}}{\omega_{roue/0}} = \frac{Z_{roue}}{Z_{vis}}$$

avec Z_{vis} le nombre de filets de la vis.
Mais attention, dans ce cas :

$$\frac{\omega_{roue/0}}{\omega_{vis/0}} \neq \frac{d_{vis}}{d_{roue}}$$

La vis ne possède pas les mêmes caractéristiques de taillage qu'un engrenage.

19.2.3 Poulies et courroies (transmission par adhérence ou obstacle) NF ISO 5296 et ISO 4184

Ces systèmes sont utilisés pour transmettre la puissance en conservant le sens de rotation. Ils évitent les bruits mais nécessitent un entretien fréquent par remplacement de la courroie. Il existe des courroies crantées (transmission par obstacle), des courroies plates, des courroies toriques et des courroies trapézoïdales et polyvés (transmission par adhérence).
La figure 19.32 donne la schématisation cinématique d'un système à poulies et courroie.

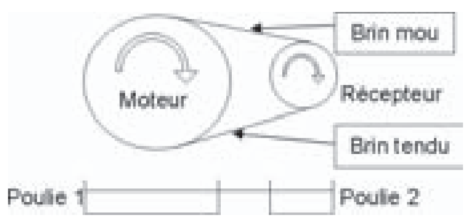


Figure 19.32 – Système à poulies et courroie.

Le rapport de transmission s'écrit :

$$i_{1/2} = \frac{\omega_{1/0}}{\omega_{2/0}} = \frac{d_2}{d_1}$$

Remarque : Ce type de réduction nécessite souvent un mécanisme de tension de la courroie.

La figure 19.33 donne un exemple de poulie et courroie trapézoïdale ainsi que la photographie de la distribution par courroie crantée sur un moteur d'automobile.

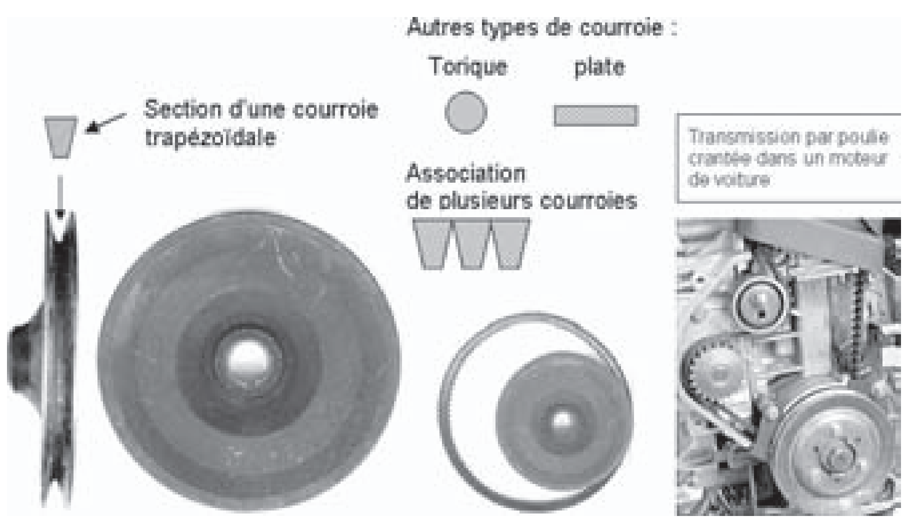


Figure 19.33 – Poulie et courroie.

Un autre exemple est celui d'une maquette de direction assistée de voiture (figure 19.34 ; voir aussi l'exercice à la fin du chapitre).
Lors des manœuvres difficiles sur le volant d'un véhicule, le conducteur produit des efforts sur la colonne de direction. Ces efforts vont avoir tendance à ouvrir un **distributeur**, ce qui permet à une **pompe**, entraînée par le **moteur thermique** (moteur électrique sur la maquette), d'envoyer une pression hydraulique sur le **vérin incorporé** à la **crémaillère**. La crémaillère translate alors plus facilement grâce au vérin et les efforts à fournir sur le volant sont ainsi réduits.

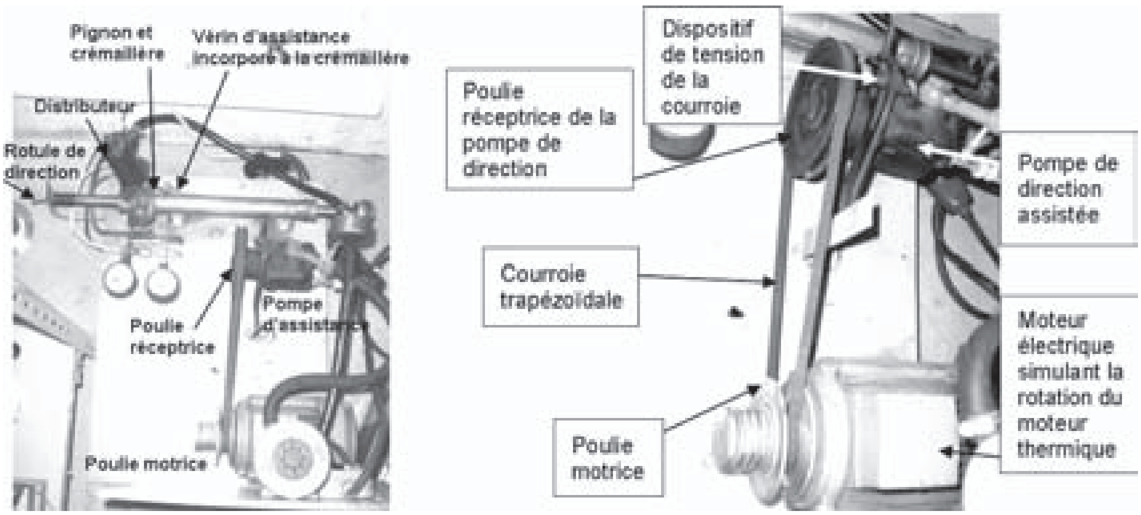


Figure 19.34 – Poulies et courroie sur une maquette de direction assistée d'automobile.

19.2.4 Pignon et chaîne (transmission par obstacle)

NF ISO 606

Ces systèmes sont largement diffusés sur les cycles, notamment pour un gain de poids et de place. La mise en œuvre sur les vélos permet d'avoir des boîtes de vitesses compactes et légères, et dont la transmission est efficace (figure 19.35).

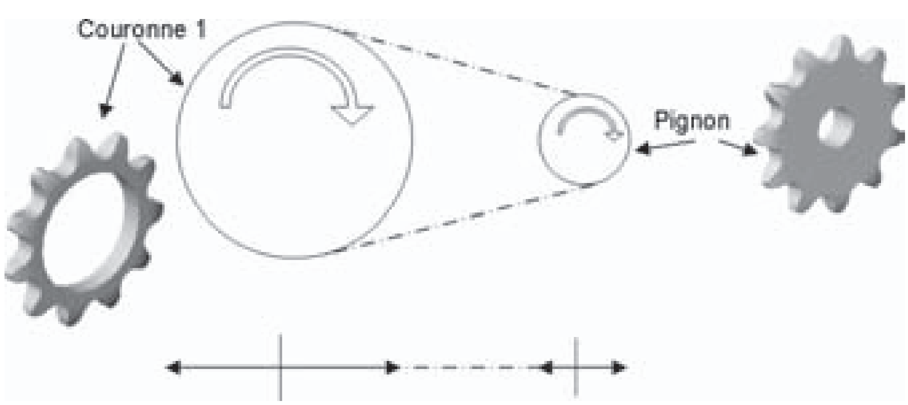


Figure 19.35 – Chaîne, pignon et plateau.

Remarque : Ce type de réduction nécessite souvent un mécanisme de tension de la chaîne.

Le rapport de transmission s'écrit :

$$i_{1/2} = \frac{\omega_{1/0}}{\omega_{2/0}} = \frac{d_2}{d_1} = \frac{Z_2}{Z_1}$$

La figure 19.36 donne l'exemple d'un dérailleur de vélo de course.

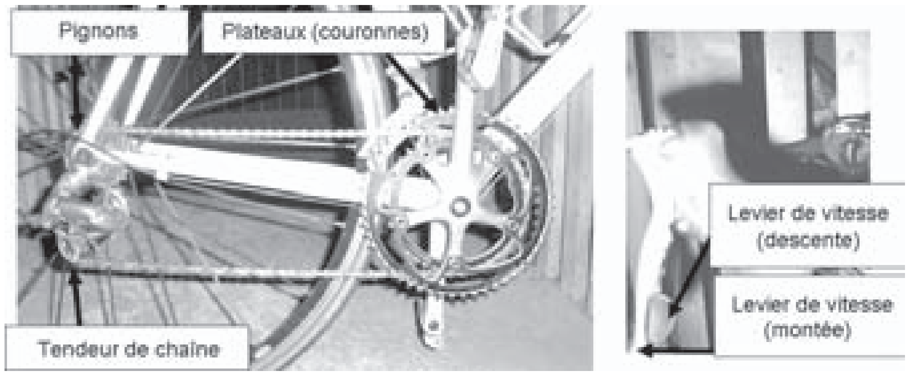


Figure 19.36 – Système à chaîne sur un vélo de course.

Avec un plateau de 52 dents et un pignon de 14 dents, et en tournant les jambes à 100 tr/min, la roue arrière tournera de :

$$i_{plateau/pignon} = \frac{\omega_{(plateau/cadre)}}{\omega_{(pignon/cadre)}} = \frac{Z_{pignon}}{Z_{plateau}}$$

$$\omega_{(pignon/cadre)} = \frac{Z_{plateau}}{Z_{pignon}} \omega_{(plateau/cadre)}$$

$$\omega_{(pignon/cadre)} = \frac{52}{14} \times 100 = 371 \text{ tr/min}$$

Remarque : Pour le vélo, le rapport de transmission est un rapport de multiplication de la vitesse de rotation.

19.2.5 Roues de friction (transmission par adhérence)

Le principe est le même que pour les engrenages mais l'adhérence des roues permet leur rotation et non l'obstacle (figure 19.37).

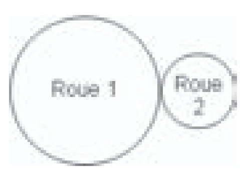


Figure 19.37 – Roues de friction.

19.2.6 Variateurs de vitesse (transmission par obstacle ou adhérence)

Le choix d'un système pour faire varier la vitesse d'un ensemble dépend d'abord de l'énergie utilisée :

- avec l'énergie électrique, il faut un variateur de fréquence ;

- avec l'énergie thermique, il faut une augmentation du rapport carburant oxygène lors de la combustion dans le moteur ;
- avec l'énergie mécanique, différents systèmes sont possibles.

Friction à galet

La variation est obtenue en mettant en contact deux pièces tournant soit sur un même axe, soit sur des axes orthogonaux.
Les deux exemples donnés sur la figure 19.38 ne sont pas exhaustifs. Il existe une multitude d'exemples de variation par friction. En conséquence, les relations entre vitesse de sortie et vitesse d'entrée diffèrent suivant la technologie adoptée : il faut tenir compte des diamètres des galets de friction, des organes nécessaires à la variation…

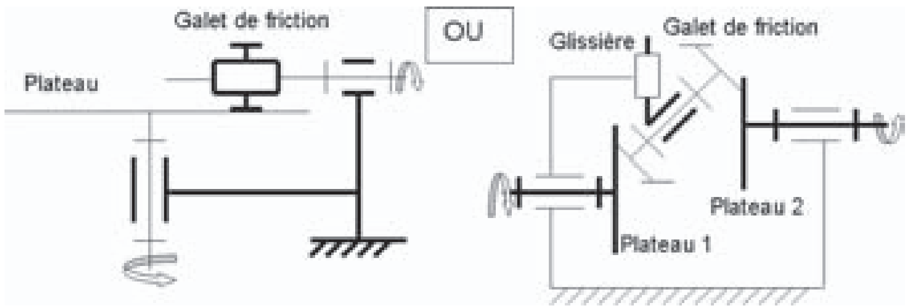


Figure 19.38 – Variateur de vitesse à friction.

Variation par courroie

Pour ce type de variation, on fait varier soit le diamètre primitif, soit l'entraxe. La figure 19.39 donne un exemple de variation de diamètre. Ce système était utilisé autrefois sur les mobylettes.
La relation s'écrit :

$$\frac{\omega_{1/0\ \min i}}{\omega_{2/0\ \max i}} \leq i_{12} \leq \frac{\omega_{1/0\ \max i}}{\omega_{2/0\ \min i}}$$

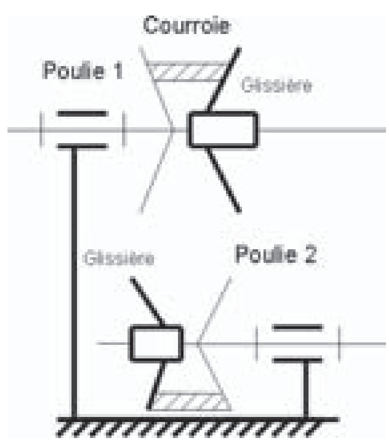


Figure 19.39 – Variateur de vitesse à courroie.

Variation par chaîne

Ce type de variation suit le même principe que celui par courroies. La différence est que les poulies sont cannelées et la chaîne, crantée sur ses flancs, engrène avec les poulies. La plage de variation s'écrit de la même manière.

Son avantage réside dans la transmission par obstacle ; la transmission de puissance par chaîne est donc possible sur des couples beaucoup plus élevés que pour la transmission par courroie.

Variation centrifuge

Des masselottes s'excentrent au cours de la rotation. Plus le système tourne vite et plus elles s'excentrent, modifiant alors la réduction.

19.3 Transformation du mouvement mécanique

19.3.1 Système pignon et crémaillère NF ISO 1122 – NF ISO 701 – NF EN ISO 2203

Il transforme la rotation en translation. C'est le cas par exemple du système pignon crémaillère d'une direction d'automobile (figures 19.40 et 19.41, voir aussi l'exercice en fin de chapitre).

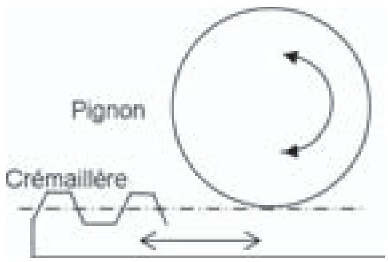


Figure 19.40 – Schématisation du système pignon-crémaillère.

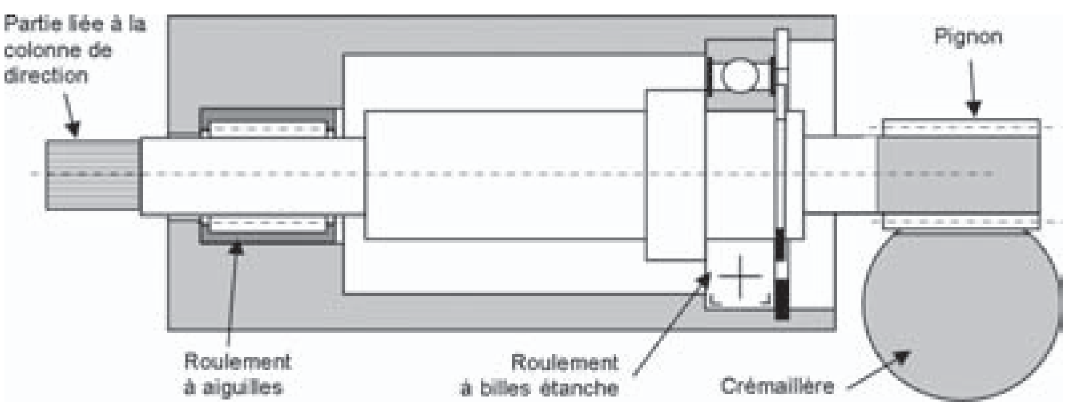


Figure 19.41 – Pignon-crémaillère de direction d'automobile.

Lorsque le pignon fait un tour, la crémaillère translate du nombre de dents du pignon multiplié par le pas de la crémaillère (et réciproquement).
C'est également le système utilisé dans une perceuse (figure 19.42) ou le mécanisme d'ouverture d'un lecteur CD, d'un rétroprojecteur…

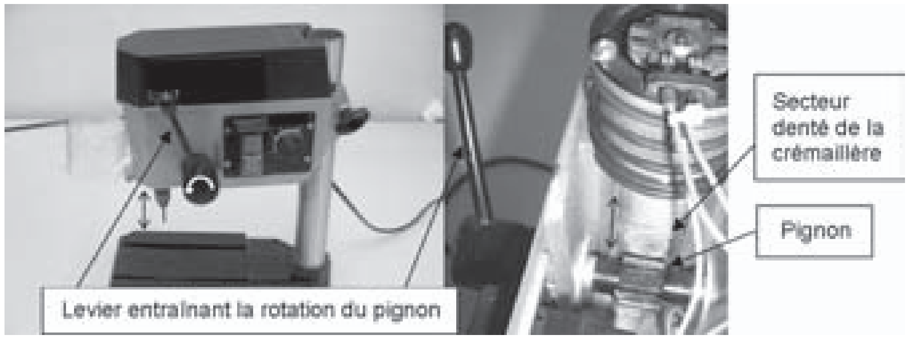


Figure 19.42 – Pignon-crémaillère de perceuse.

19.3.2 Système vis et écrou NF ISO 2901

Il transforme la rotation en translation. Lors de la rotation, la vis entraîne l'écrou en translation (figures 19.43 et 19.44). Le filet trapézoïdal transmet généralement la puissance. On utilise aussi souvent des vis à billes pour des transmissions précises.

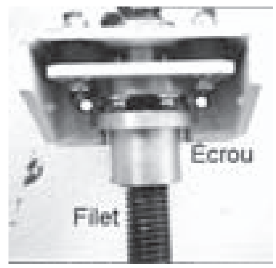


Figure 19.43 – Système vis-écrou d'une plate-forme élévatrice.

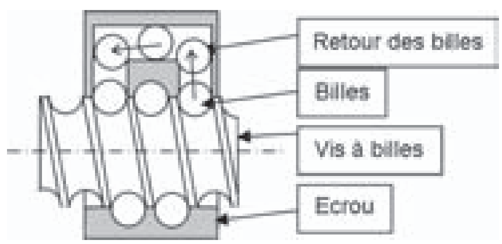


Figure 19.44 – Vis et écrou à billes.

La figure 19.45 en donne la schématisation cinématique et représentation des angles.

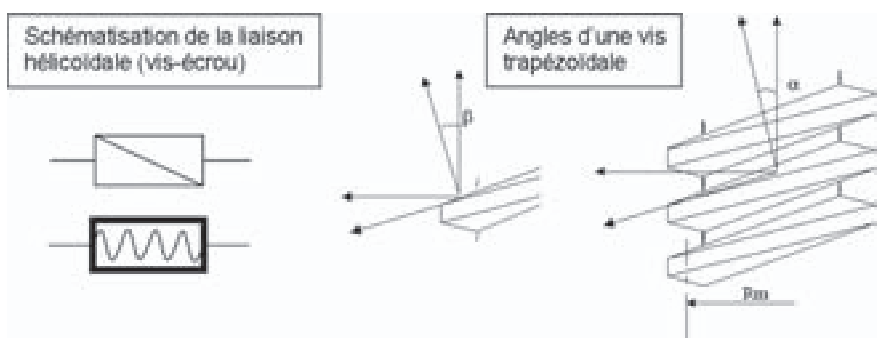


Figure 19.45 – Schématisation du système vis-écrou. α : angle d'hélice ; β : inclinaison du filet ; Rm : rayon moyen du filet.

La relation entre la vitesse de l'écrou par rapport au bâti ($V_{\text{écrou/bâti}}$ en m/s), la vitesse de rotation de la vis par rapport au bâti ($\omega_{\text{vis/bâti}}$ en rad/s) et le pas de l'ensemble {vis + écrou} (p en m) s'écrit :

$$V_{\text{écrou/bâti}} = \frac{\omega_{\text{vis/bâti}}\, p}{2\pi}$$

La relation entre la force de translation de l'écrou ($F_{\text{écrou} \to \text{mécanisme}}$ en N), le couple de la vis ($C_{\text{moteur} \to \text{vis}}$ en N · m), le pas de l'ensemble {vis + écrou} (p en m) et le rendement ($\eta_{\text{vis-écrou}}$ en %) s'écrit, en considérant une rotation motrice :

$$C_{\text{moteur} \to \text{vis}} = \frac{F_{\text{écrou} \to \text{mécanisme}}\, p}{2\pi\eta_{\text{vis-écrou}}}$$

Prenons l'exemple du système à vis trapézoïdale et écrou d'un cric d'automobile type Renault (figure 19.46). La vis et l'écrou permettent d'augmenter ou de diminuer la hauteur du losange du cric par une rotation de la vis. Ceci permet de lever une voiture pour remplacer sa roue.

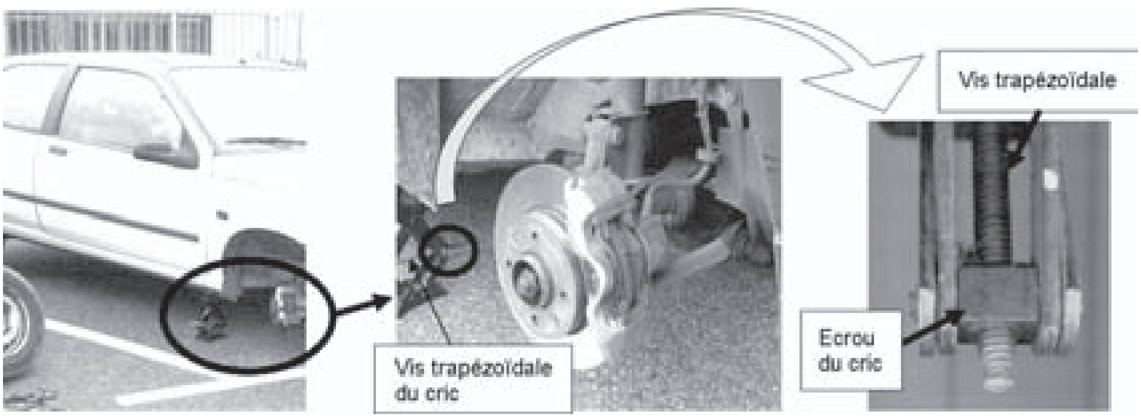


Figure 19.46 – Vis et écrou sur un cric d'automobile.

19.3.3 Système bielle et manivelle

Le système bielle-manivelle transforme un mouvement de rotation en mouvement de translation (et inversement). Ce type de système est employé pour les moteurs thermiques, pour les pompes à pistons radiaux (fluide incompressible) et pour les compresseurs (fluide compressible).
La schématisation cinématique est donnée figure 19.47. Dans le cas d'une pompe et lors de la rotation du vilebrequin, la bielle entraîne le piston en translation. Ce système est réversible en moteur.
La vitesse moyenne du piston s'écrit :

$$V_{\text{piston/bloc moteur}} = 4 \times \text{excentration} \times N_{\text{vilebrequin/bloc moteur}}$$

avec $V_{\text{piston/bloc moteur}}$ la vitesse moyenne du piston par rapport au bloc moteur en m/min ; l'excentration en m : $N_{\text{vilebrequin/bloc moteur}}$ la vitesse de rotation du vilebrequin en tr/min (figure 19.48).

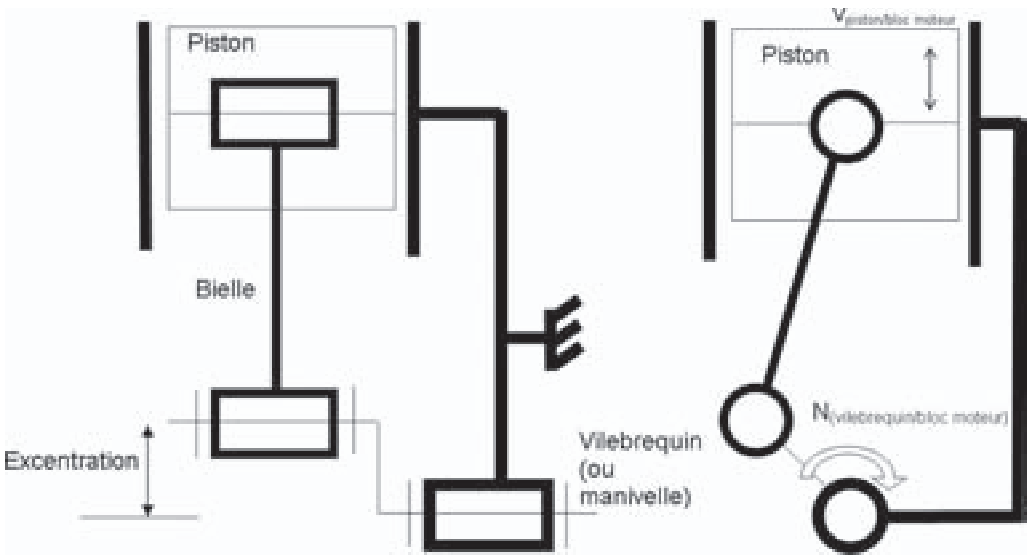


Figure 19.47 – Système bielle-manivelle.

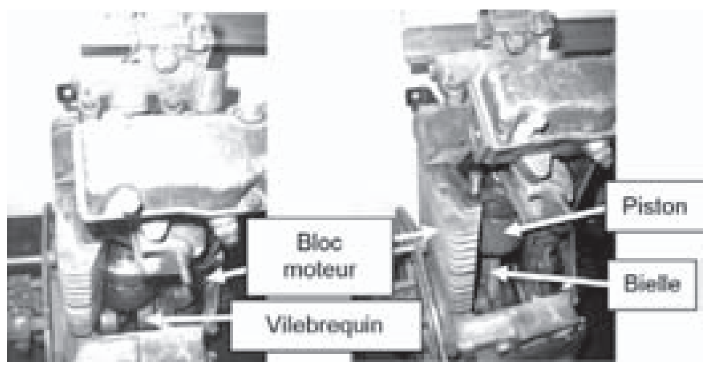


Figure 19.48 – Système bielle-manivelle sur moteur d'automobile.

19.3.4 Système came et piston

Le système came-piston transforme le mouvement de rotation en mouvement de translation (figure 19.49).

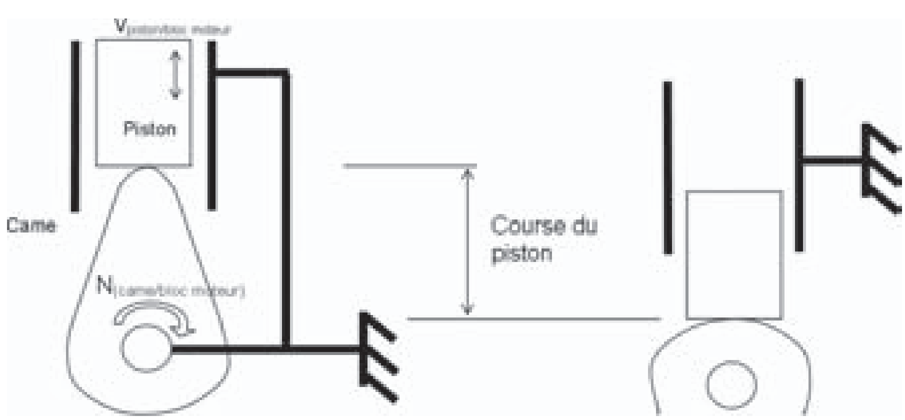


Figure 19.49 – Système came-piston.

Ces systèmes sont employés pour la distribution des moteurs thermiques, pour les pompes à pistons radiaux (fluide incompressible) et pour les compresseurs (fluide

compressible). Le frottement entre came et piston est un inconvénient majeur pour le rendement d'un mécanisme basé sur ce principe. Ce système n'est pas réversible. Plusieurs profils de cames existent suivant les applications (profil en cœur…). Ainsi, ce système n'offre pas une vitesse continue à cause des profils.
La relation est donnée par :

$$V_{\text{piston/bloc moteur}} = 2 \times \text{course du piston} \times N_{\text{vilebrequin/bloc moteur}}$$

avec $V_{\text{piston/bloc moteur}}$ la vitesse moyenne du piston par rapport au bloc moteur en m/min ; la course du piston en m ; $N_{\text{vilebrequin/bloc moteur}}$ la vitesse de rotation de la came par rapport au bloc moteur en tr/min.

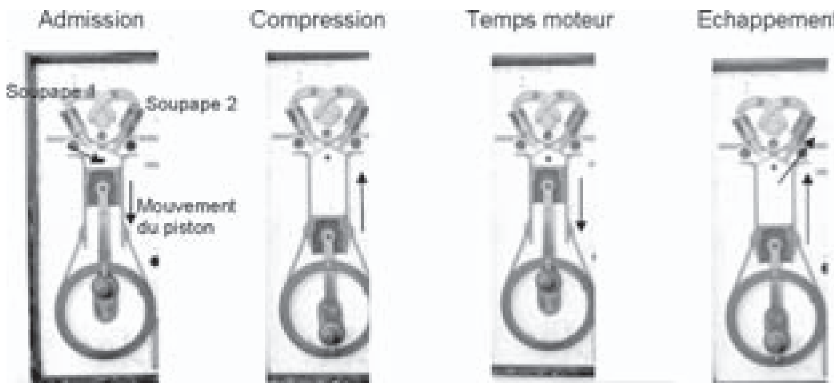


Figure 19.50 – Système came-piston dans la distribution d'une automobile.

19.3.5 Système à croix de Malte

Le système à croix de Malte permet de transformer une rotation continue en translation discontinue (et inversement). Une croix de Malte engrène avec des axes fixés sur la pièce à entraîner (figure 19.51).

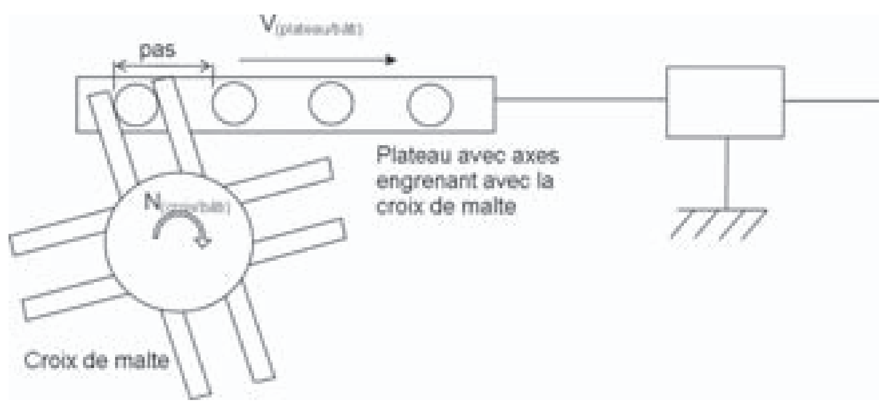


Figure 19.51 – Système à croix de Malte.

La relation s'écrit :

$$V_{\text{plateau/bâti}} = \text{pas} \times N_{\text{croix/bâti}} \times \text{nombre de pas par tour}$$

avec $V_{\text{plateau/bâti}}$ la vitesse moyenne du piston par rapport au bloc moteur en m/min ; le pas en m ; $N_{\text{croix/bâti}}$ la vitesse de rotation de la came par rapport au bloc moteur en tr/min.

19.4 Accouplements NF EN ISO 3952

D'une manière générale, les accouplements sont destinés à relier un organe moteur à un organe récepteur (figure 19.52). Le problème majeur est de compenser les **désalignements axiaux**, **radiaux et angulaires** entre l'axe du moteur et l'axe du récepteur.



Figure 19.52 – Schéma général d'un accouplement.

19.4.1 Accouplements fixes

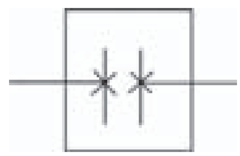


Figure 19.53 – Schématisation d'un accouplement fixe.

Plusieurs accouplements peuvent être qualifiés d'accouplements fixes : les manchons à douille simple, les manchons à coquilles boulonnées ou frettées et les manchons à plateaux (figure 19.54). Les deux plateaux sont montés sur leur arbre respectif, clavetés, et centrés l'un sur l'autre. Puis, ils sont serrés par des boulons. L'adhérence ou l'obstacle entre les deux plateaux sont utilisés.

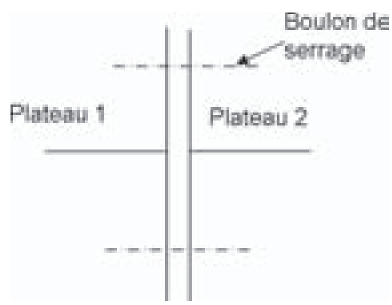


Figure 19.54 – Accouplement fixe d'un manchon à plateaux.

Remarque : Les désalignements axiaux et angulaires des deux plateaux ne sont pas admis par ce type d'accouplement. Il faudra fabriquer toutes les pièces avec précision dans ce cas.

19.4.2 Joint angulaire

Ce joint permet de transmettre la puissance avec des désalignements angulaires entre deux arbres suivant deux axes de rotation. La troisième rotation est impossible (transmission de puissance). Ainsi, deux rotations sont autorisées entre les deux arbres et la dernière sert à transmettre la puissance (figure 19.55).

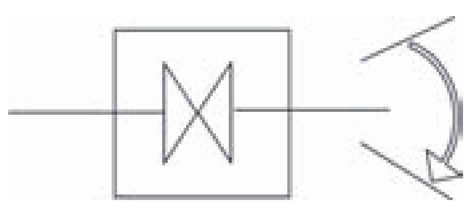


Figure 19.55 – Schématisation d'un joint angulaire.

Le **joint cardan**, du nom de son inventeur, est utilisé notamment pour la colonne de direction de certains véhicules pour lier le volant et le pignon de la crémaillère (figure 19.56). Pour que les deux arbres soient homocinétiques (c'est-à-dire que les deux arbres aient la même vitesse de rotation), il faut respecter certaines conditions géométriques : il faut **deux joints** pour réaliser l'homocinétisme et il faut que $\alpha_1 = \alpha_2$ (figure 19.57).

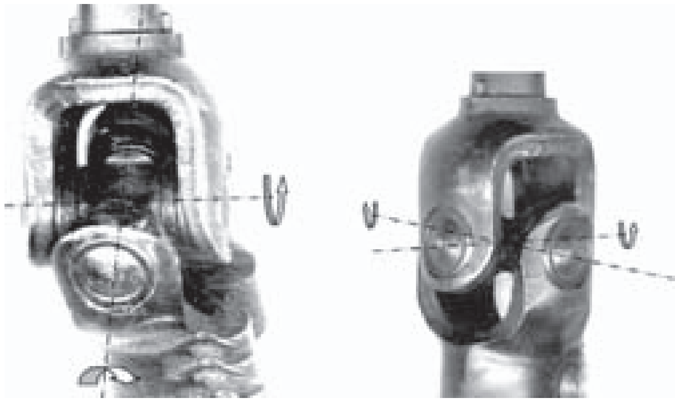


Figure 19.56 – Joint de cardan.

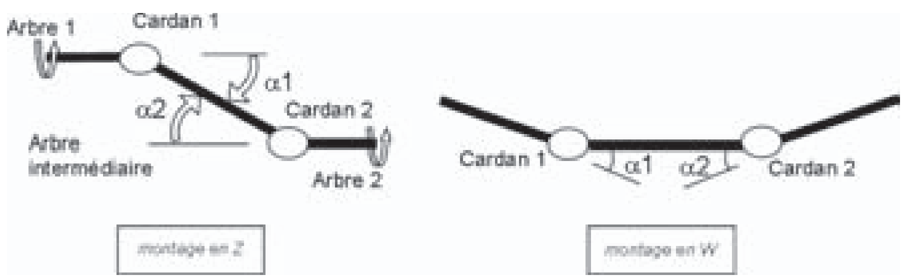


Figure 19.57 – Montage du cardan.

19.4.3 Joint tripode

Les trois bras sur l'arbre d'entrée possèdent des sphères articulées coulissant dans des rainures de l'arbre de sortie (figure 19.58). La translation sur x et les rotations sur y et z sont possibles. Ce joint est largement répandu pour la transmission de la rotation sur les roues des véhicules automobiles par sa capacité à compenser les désalignements angulaires et axiaux.

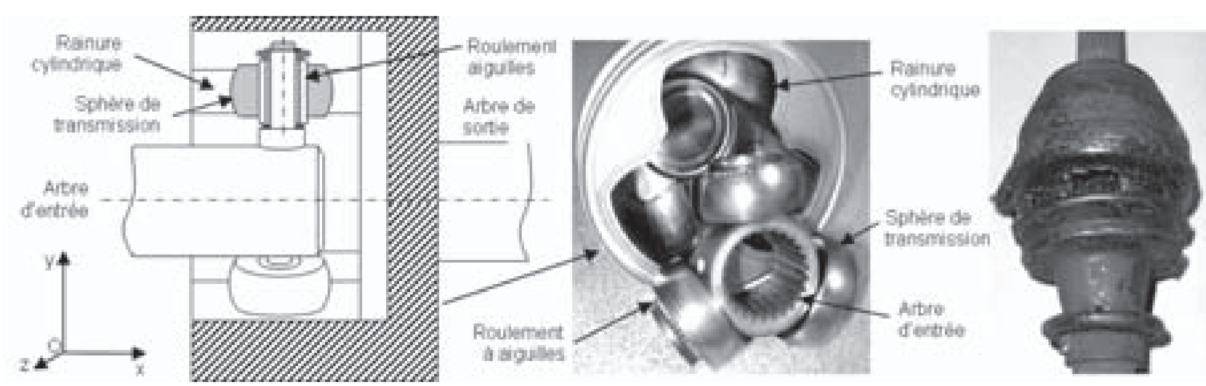


Figure 19.58 – Transmission d'automobile par joint tripode.

19.4.4 Joint à engrenages

Ce joint est très utilisé car il autorise les désalignements axiaux et radiaux (figures 19.59 à 19.61).

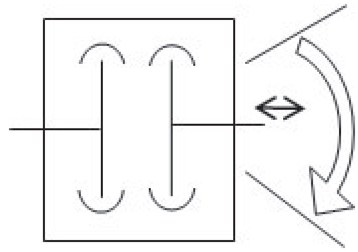


Figure 19.59 – Schématisation du joint à engrenages.

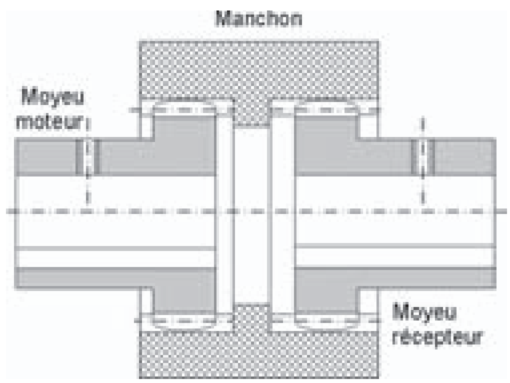


Figure 19.60 – Joint à deux engrenages.

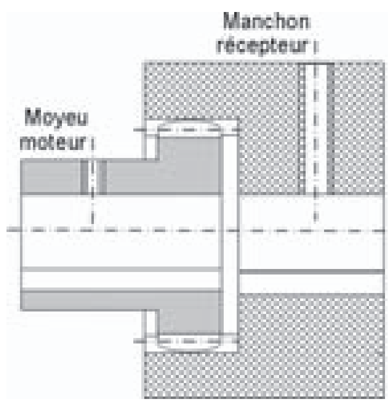


Figure 19.61 – Joint à un engrenage.

19.4.5 Joint élastique

Les deux plateaux sont montés l'un sur l'autre avec des élastomères ou des liens métalliques (ressorts), ce qui autorise les désalignements angulaires ou axiaux des deux arbres (figure 19.62). Le couple transmissible est moins important que pour les accouplements rigides.

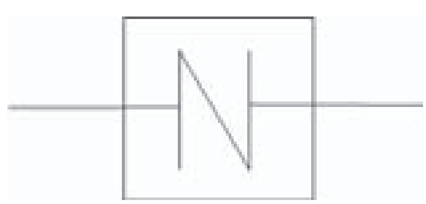


Figure 19.62 – Schématisation d'un joint élastique.

19.4.6 Joint à déplacement radial

Les arbres moteur et récepteur peuvent être décalés radialement. En effet, l'alignement entre deux arbres est très difficile. Des décalages angulaires ou radiaux peuvent apparaître. Pour résoudre les problèmes de désalignements radiaux (d*x* et d*z* figure 19.63), on peut utiliser un joint à déplacement radial, communément appelé **joint d'Oldham** (figure 19.64). La pièce 2 coulisse dans les rainures des pièces 1 et 3 afin de compenser les désalignements sur les axes *x* et *z* (nommés d*x* et d*z* sur la figure 19.64).

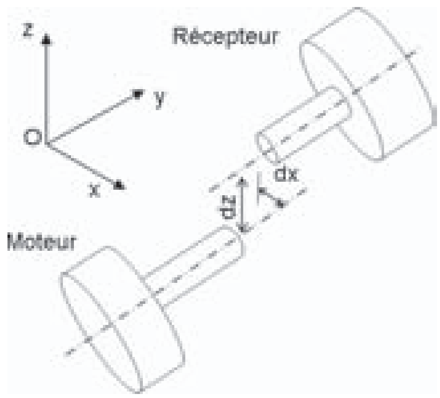


Figure 19.63 – Défauts d'alignement radial.

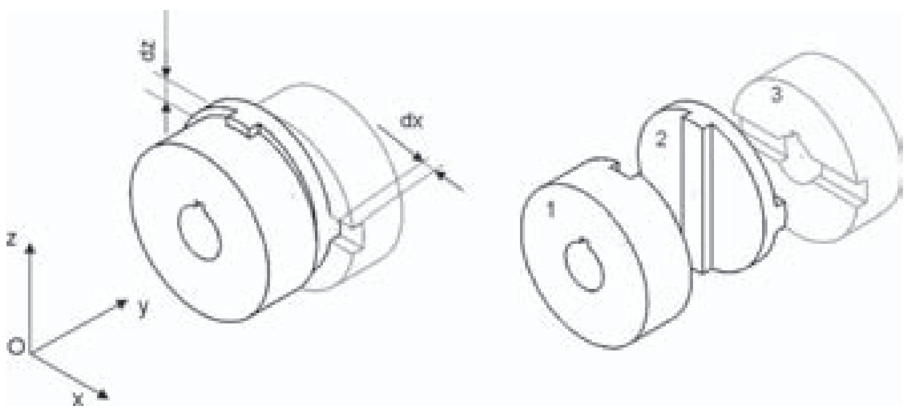


Figure 19.64 – Joint d'Oldham.

19.4.7 Limiteurs de couple

Le limiteur de couple permet de limiter le couple à une certaine valeur (figure 19.65). Cela permet d'éviter de casser des organes mécaniques. Sur la figure 19.66, un pignon denté est monté sur un limiteur de couple. Lorsque le couple résistant devient trop important, le pignon tourne sur le limiteur de couple en frottant contre les garnitures. Une rondelle élastique permet de régler la valeur du couple limite.

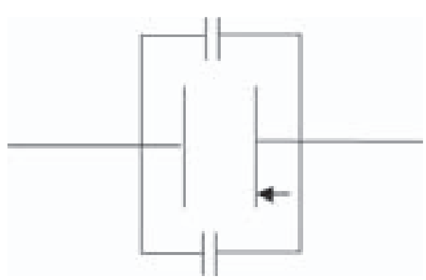


Figure 19.65 – Schématisation d'un limiteur de couple.

Des ressorts sont aussi utilisés sur certains limiteurs.
Enfin, on trouve aussi des limiteurs à billes : les garnitures de friction sont remplacées par des billes. Lorsque le couple limite est dépassé, les billes sortent de leur logement et autorisent la rotation du pignon autour du limiteur.

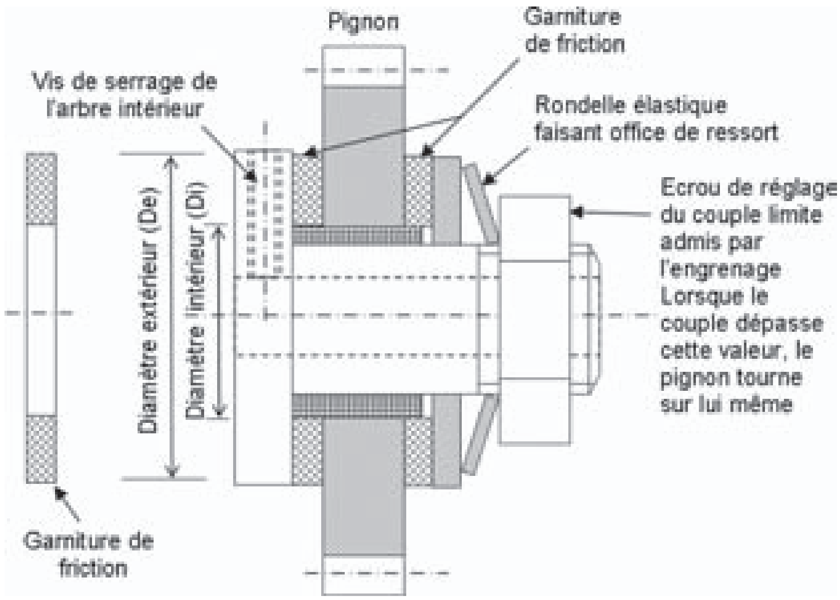


Figure 19.66 – Limiteur de couple.

Le couple maximal transmissible par le limiteur sur le récepteur est :

$$C_{\text{limiteur} \rightarrow \text{récepteur}} = \frac{n}{3} F_{\text{ressort} \rightarrow \text{limiteur}} \, f \, \frac{D_e^3 - D_i^3}{D_e^2 - D_i^2} \approx n \, f \, F_{\text{ressort} \rightarrow \text{limiteur}} R_{\text{moyen}}$$

avec $C_{\text{limiteur} \rightarrow \text{récepteur}}$ le couple maximal qu'a le récepteur pour que le limiteur puisse l'entraîner (en N · m) ; $F_{\text{ressort} \rightarrow \text{limiteur}}$ l'effort de pression que les ressorts transmettent au limiteur pour maintenir l'adhérence des garnitures (en N) ; n le nombre de surfaces frottantes (ici, 2) ; f le coefficient d'adhérence entre garniture et surface de frottement du pignon ; D_e le diamètre extérieur des surfaces frottantes (en m) ; D_i le diamètre intérieur des surfaces frottantes (en m) ; R_{moyen} le rayon moyen (en m) avec :

$$R_{\text{moyen}} = \frac{R_e + R_i}{2}$$

Remarque : Cette relation est aussi valable pour les embrayages et les freins à disque.

19.4.8 Embrayages

D'une manière générale, on appelle embrayage tout accouplement temporaire. La commande des embrayages peut être mécanique, électromagnétique, hydraulique…
La relation liant le couple à l'effort de pression pour maintenir en position embrayée est identique à celle du limiteur de couple.

■ Embrayage à diaphragme à commande mécanique

Par déformation d'un diaphragme, on désaccouple l'arbre d'entrée et l'arbre de sortie (commande mécanique). La durée de vie dépend des conditions d'utilisation, et de l'utilisateur (figures 19.67 et 19.68).

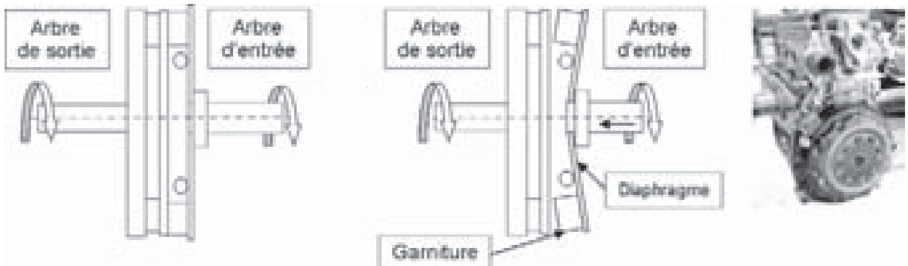


Figure 19.67 – Embrayage à diaphragme.

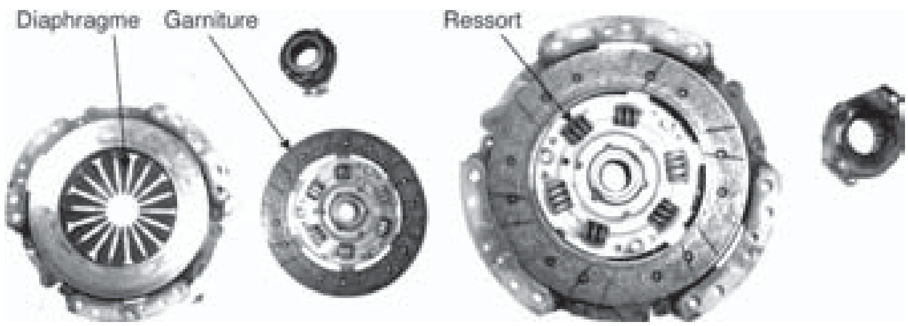


Figure 19.68 – Embrayage à diaphragme.

■ Embrayage multidisques à commande électromagnétique

Un électroaimant attire l'armature mobile et solidarise l'arbre moteur avec le plateau récepteur.

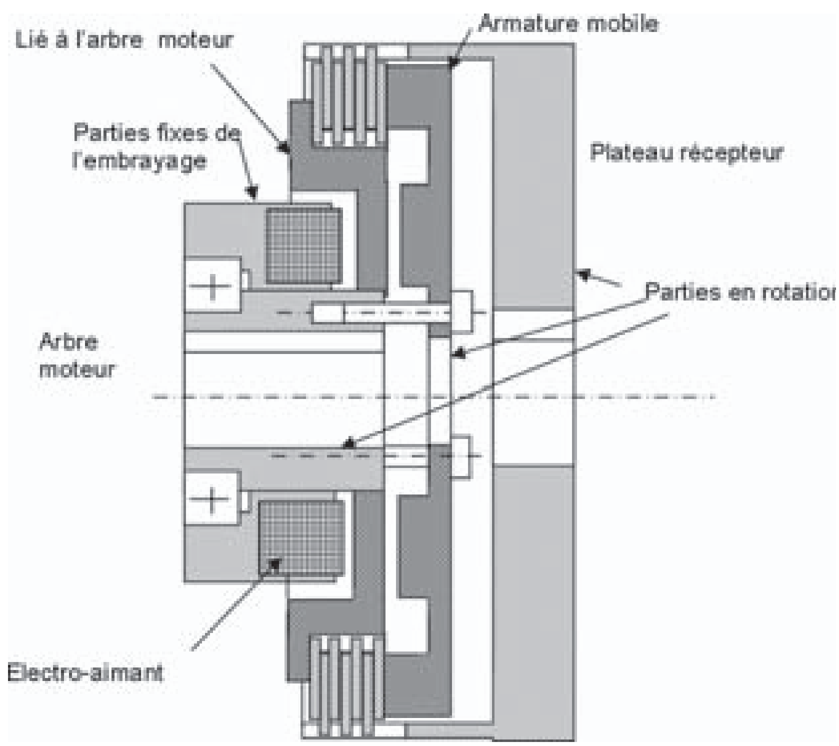


Figure 19.69 – Embrayage multidisques.

■ Embrayage à griffes

La figure 19.70 montre un embrayage à griffes.

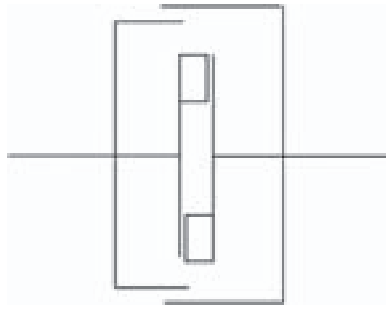


Figure 19.70 – Schématisation d'un embrayage à griffes.

19.4.9 Coupleur hydraulique

L'arbre moteur joue le rôle de pompe en tournant, entraînant en rotation le fluide hydraulique ayant ainsi emmagasiné de l'énergie cinétique (figures 19.71 et 19.72). L'énergie du fluide est donc récupérée par la turbine de l'arbre récepteur. La progressivité de l'embrayage est appréciable.

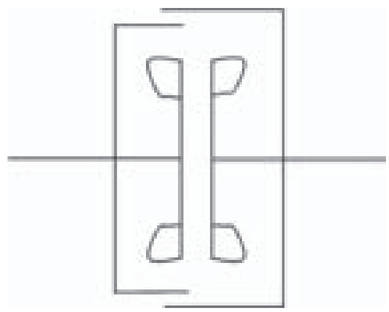


Figure 19.71 – Schématisation d'un coupleur hydraulique.

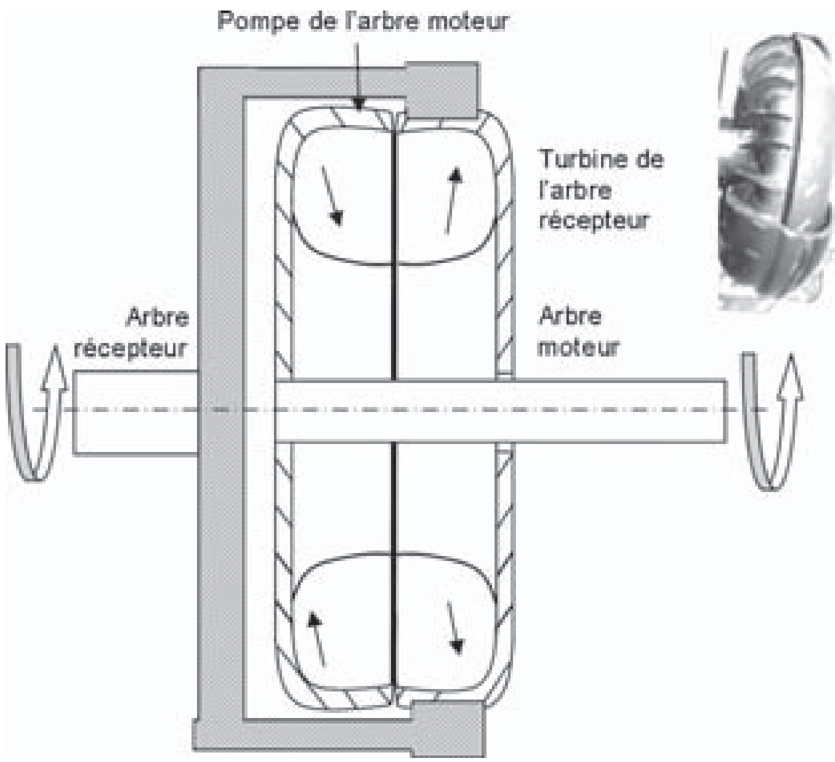


Figure 19.72 – Schéma de fonctionnement d'un coupleur hydraulique.

19.4.10 Convertisseur hydraulique

Le coupleur est, cette fois-ci, muni d'une turbine (figure 19.73). Il y a ainsi une possibilité de réduction ou de multiplication de la vitesse.

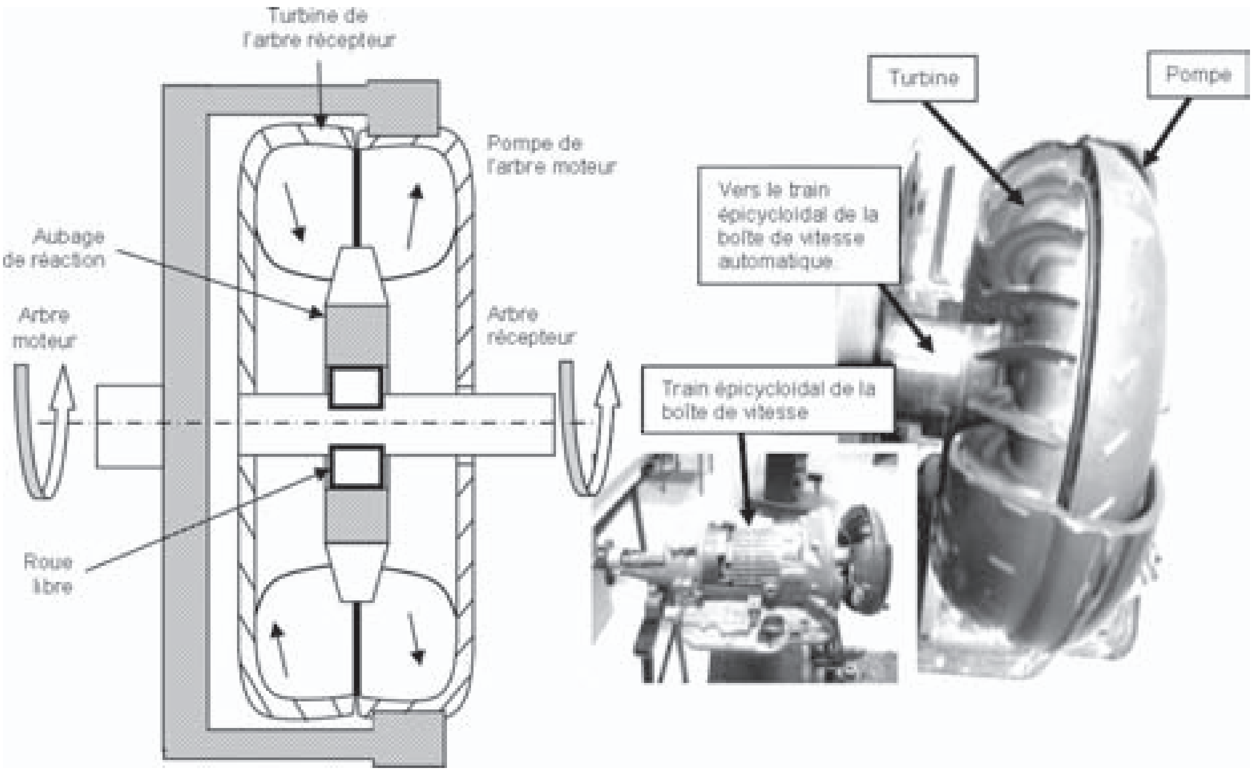


Figure 19.73 – Schéma de fonctionnement d'un convertisseur hydraulique d'une boîte de vitesses automatique.

19.4.11 Roue libre

Les roues libres empêchent un sens de rotation (figures 19.74 et 19.75). Ceci permet d'avoir un cran de sûreté ou de transmettre la puissance dans un sens, cas par exemple d'une roue arrière de vélo.

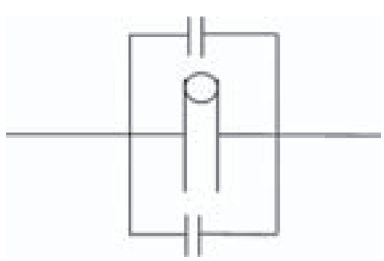


Figure 19.74 – Schématisation de la roue libre.

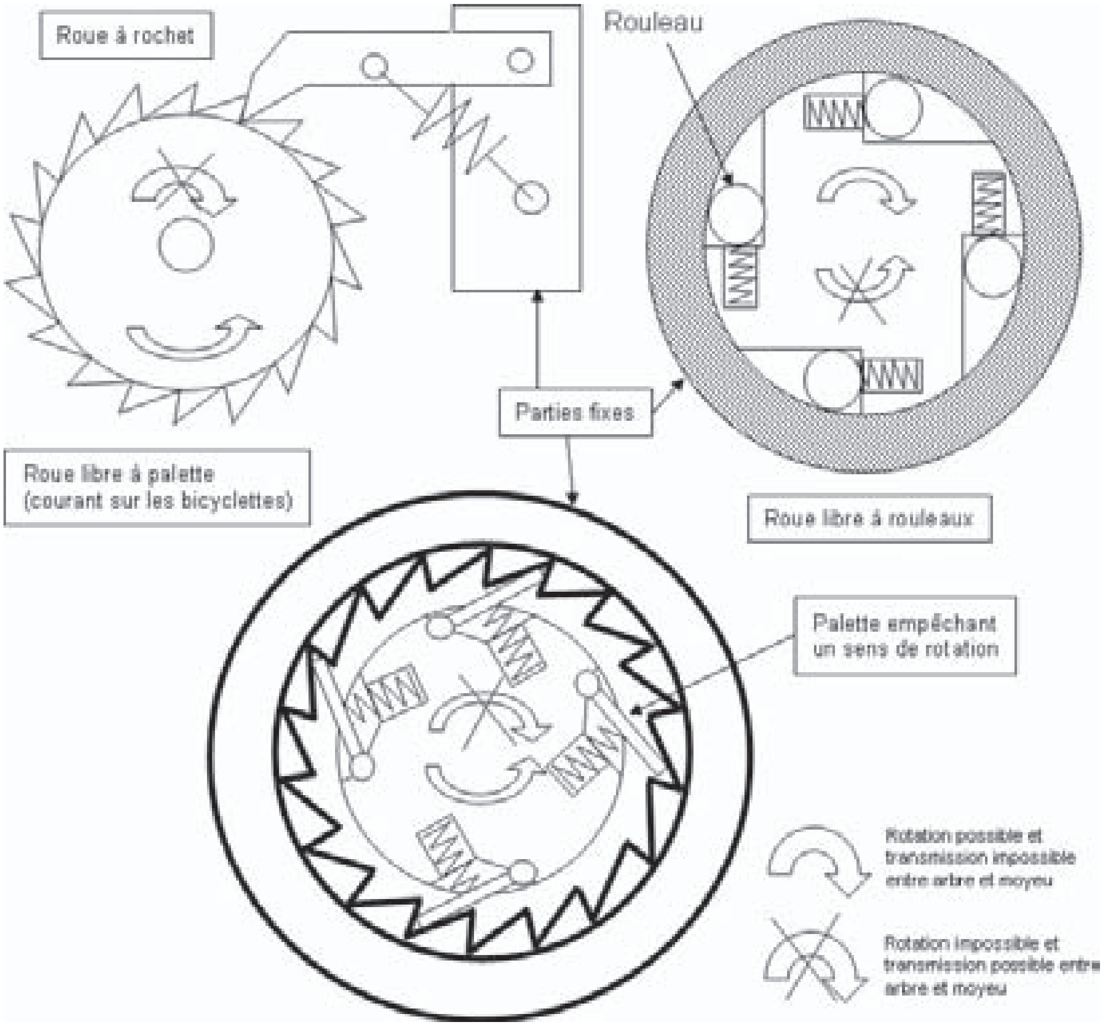


Figure 19.75 – Types de roues libres.

19.4.12 Coupleur à poudre

La poudre réalise l'accouplement des deux arbres par électromagnétisme.

19.5 Freins

Les freins sont utilisés pour deux cas de fonctionnement : maintenir un objet à l'arrêt et freiner un objet en mouvement. Voici quelques exemples.

19.5.1 Frein multidisques à commande électromagnétique

La commande électrique du frein (figure 19.76) excite l'électroaimant qui attire l'armature mobile et freine les parties en rotation par rapport aux parties fixes du frein. La relation liant le couple de freinage à l'effort de pression pour freiner est identique à celle du limiteur de couple (voir aussi le principe de l'embrayage).

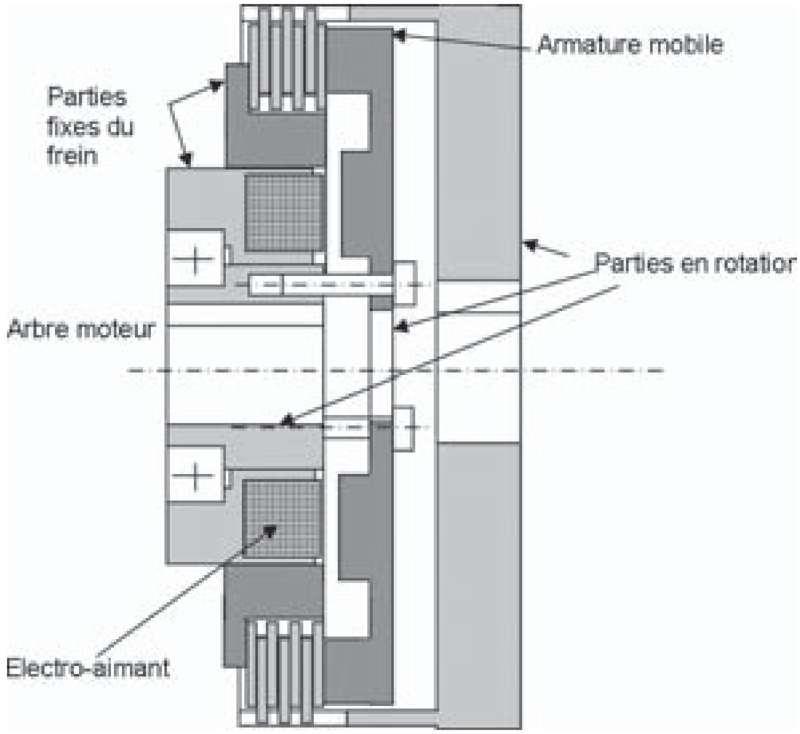


Figure 19.76 – Frein électro-magnétique multidisques.

19.5.2 Frein à disque

■ Étrier coulissant

Les plaquettes pincent le disque d'un côté par le piston, et de l'autre par l'étrier qui coulisse sur le pivot lorsque la pression hydraulique de commande dans le cylindre augmente (figure 19.77).

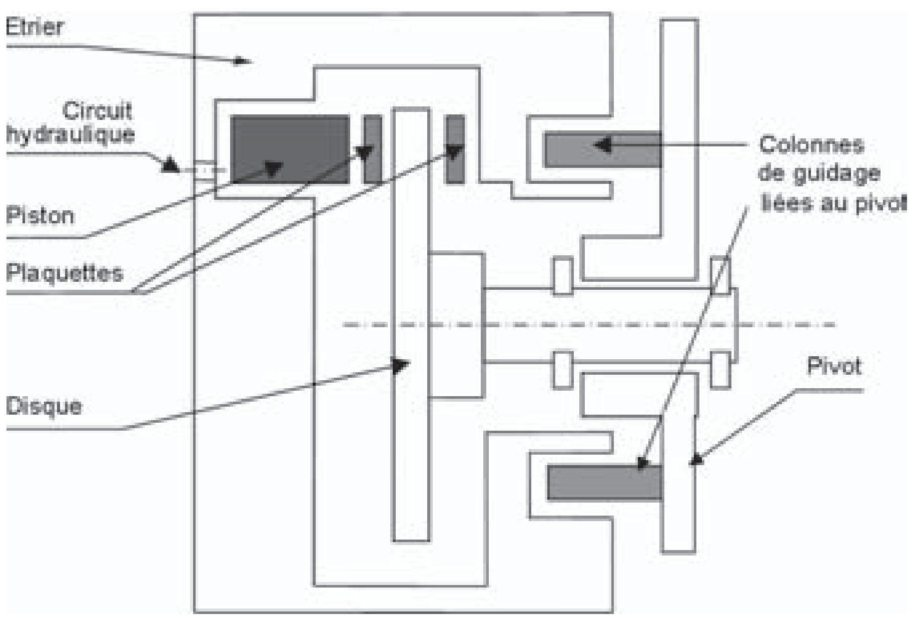


Figure 19.77 – Frein à disque à étrier coulissant.

■ Étrier fixe

Deux pistons poussent de part et d'autre les plaquettes contre le disque (figure 19.78).

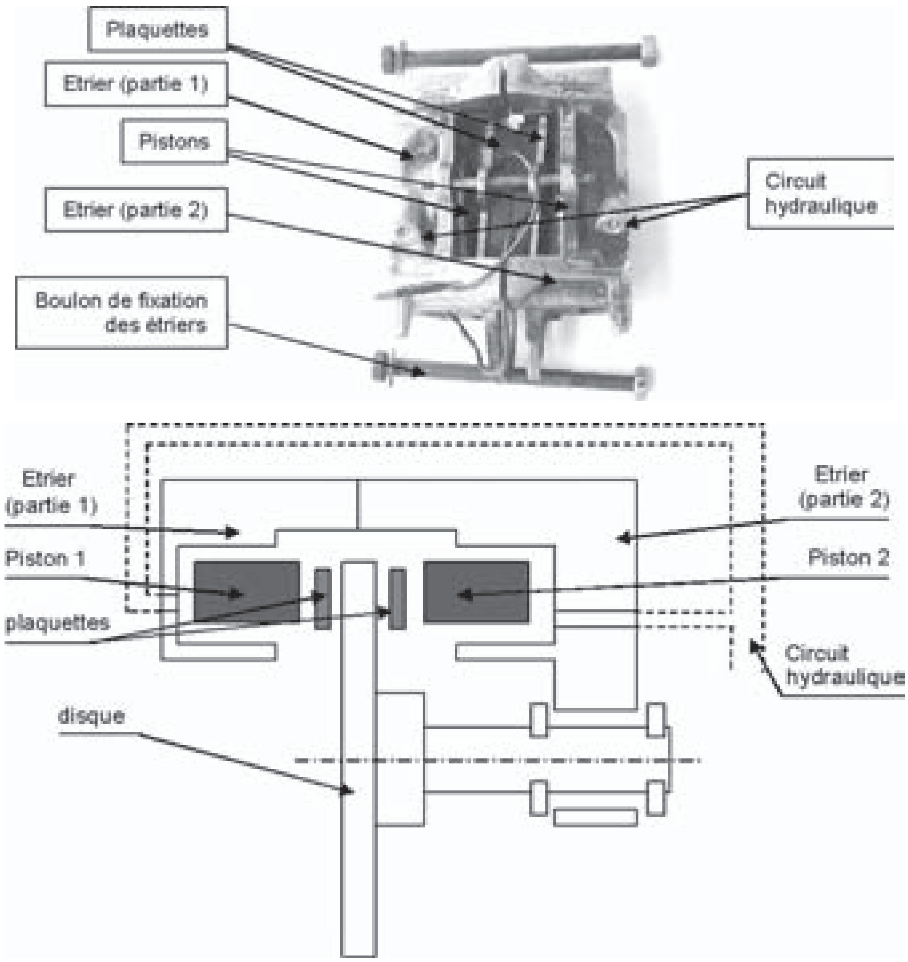


Figure 19.78 – Frein à disque à étrier fixe (GS Citroën).

19.5.3 Frein à tambour

Pour ce type de freinage, un piston pousse les deux garnitures pivotantes contre l'alésage du tambour qui est lié à la roue en rotation (figure 19.79). Les garnitures freinent ainsi le véhicule.

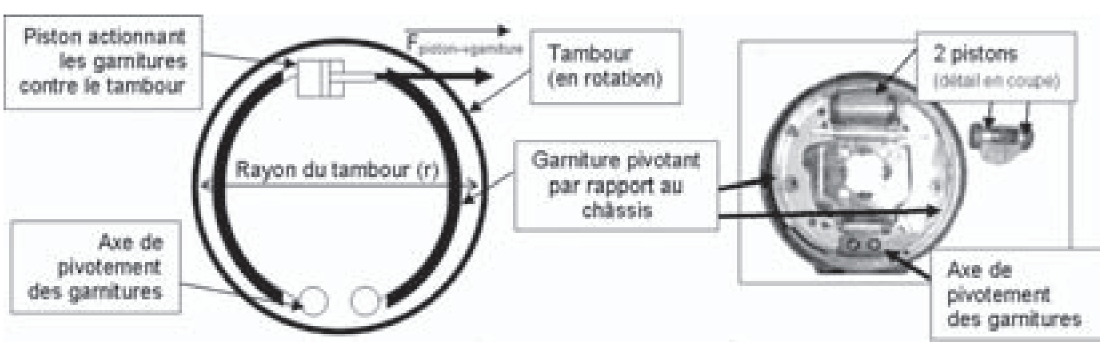


Figure 19.79 – Frein à tambour.

La relation pour approximer le calcul du couple de freinage est :

$$C_{\text{garniture} \to \text{frein}} = 2\, r\, f\, F_{\text{piston} \to \text{garniture}}$$

avec $C_{\text{garniture} \to \text{frein}}$ le couple de freinage en N · m ; $F_{\text{piston} \to \text{garniture}}$ la force du piston en N ; f le coefficient de frottement ; r le rayon du tambour en m.

19.5.4 Frein à patins

Les vélos sont de bons exemples concernant le freinage à patins. Deux patins frottent contre la jante lorsque le cycliste actionne le levier (figure 19.80).

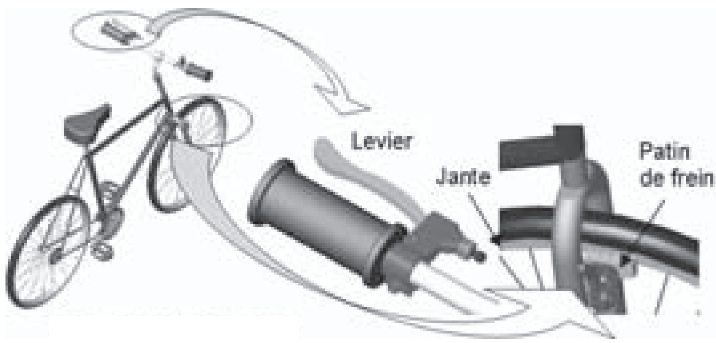


Figure 19.80 – Frein à patin de VTT (réalisation J.-P. Gavrilovic).

19.5.5 Frein à ruban

Un ruban frotte contre un tambour et le freine lors de la rotation (figure 19.81).

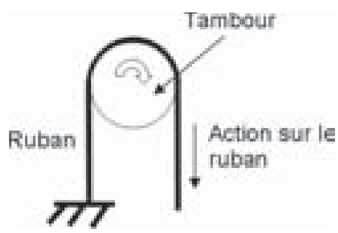


Figure 19.81 – Frein à ruban.

19.6 Appareils de transformation de l'énergie et de commande

L'adaptation et la transmission de la puissance nécessitent un langage particulier. Au niveau des schémas mécaniques, il faut se reporter aux autres paragraphes de ce chapitre, mais aussi aux chapitres 2, 3 et 8.

Pour les schémas électriques, pneumatiques et hydrauliques, il faut se reporter aux symboles utiles pour décoder un schéma où la puissance est transmise avec transformation des énergies. Ces symboles sont indiqués sur les pages suivantes.

19.6.1 Schématisation électrique, pneumatique et hydraulique

La schématisation électrique est résumée figure 19.82a et b, et la schématisation pneumatique et hydraulique figure 19.83a, b et c.

■ Schémas électriques : CEI 61082

Nature des courants, bornes et connexions :



Interrupteurs et signalisation :



Commandes :



Organes électriques :

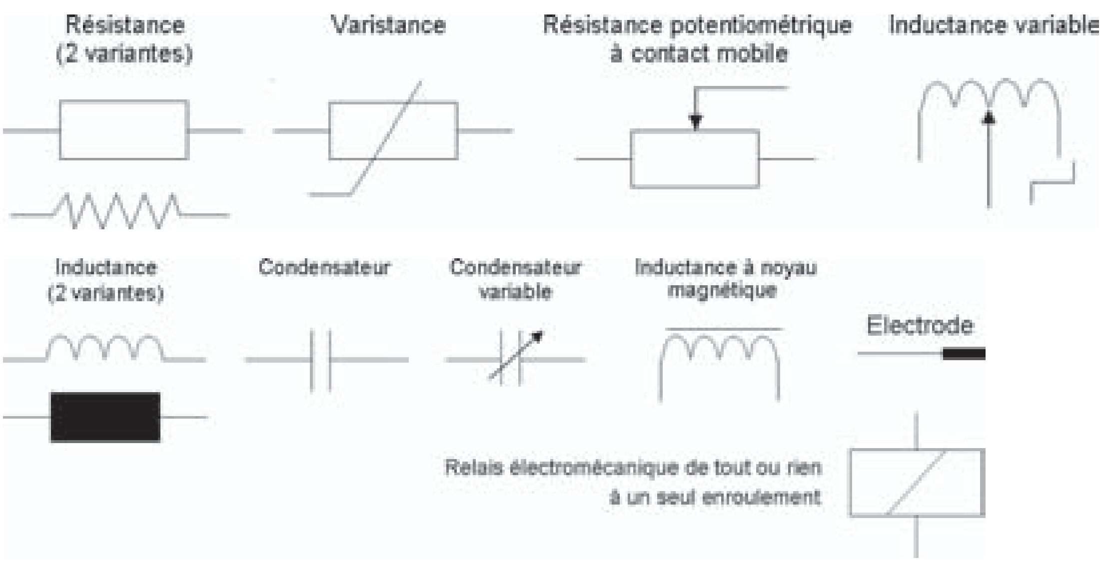
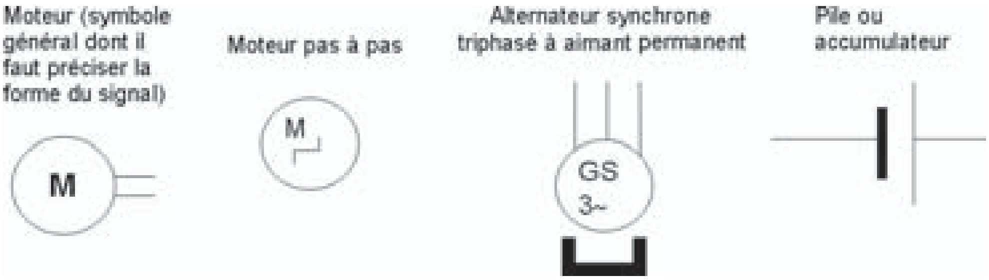


Figure 19.82a – Schématisation électrique CEI 61082.

Machines :



Transformateurs :

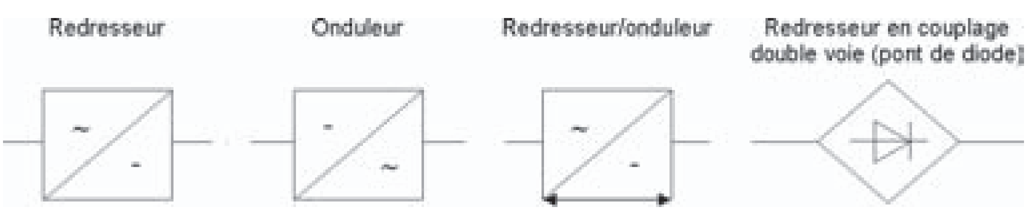


Appareils de mesures :

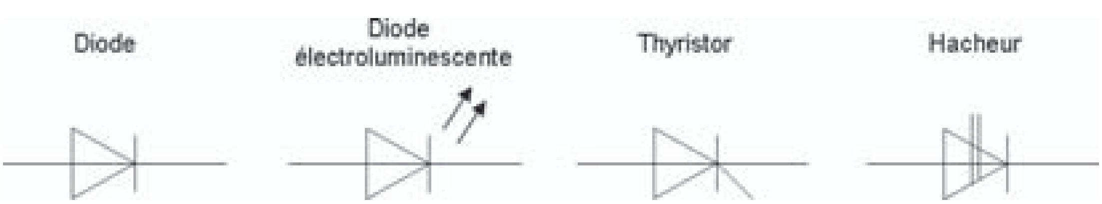




Convertisseurs :



Semi-conducteurs :





Dispositifs de protection :



Figure 19.82b – Schématisation électrique CEI 61082.

■ Schémas pneumatiques et hydrauliques : NF ISO 1219

Énergie et conditionnement :

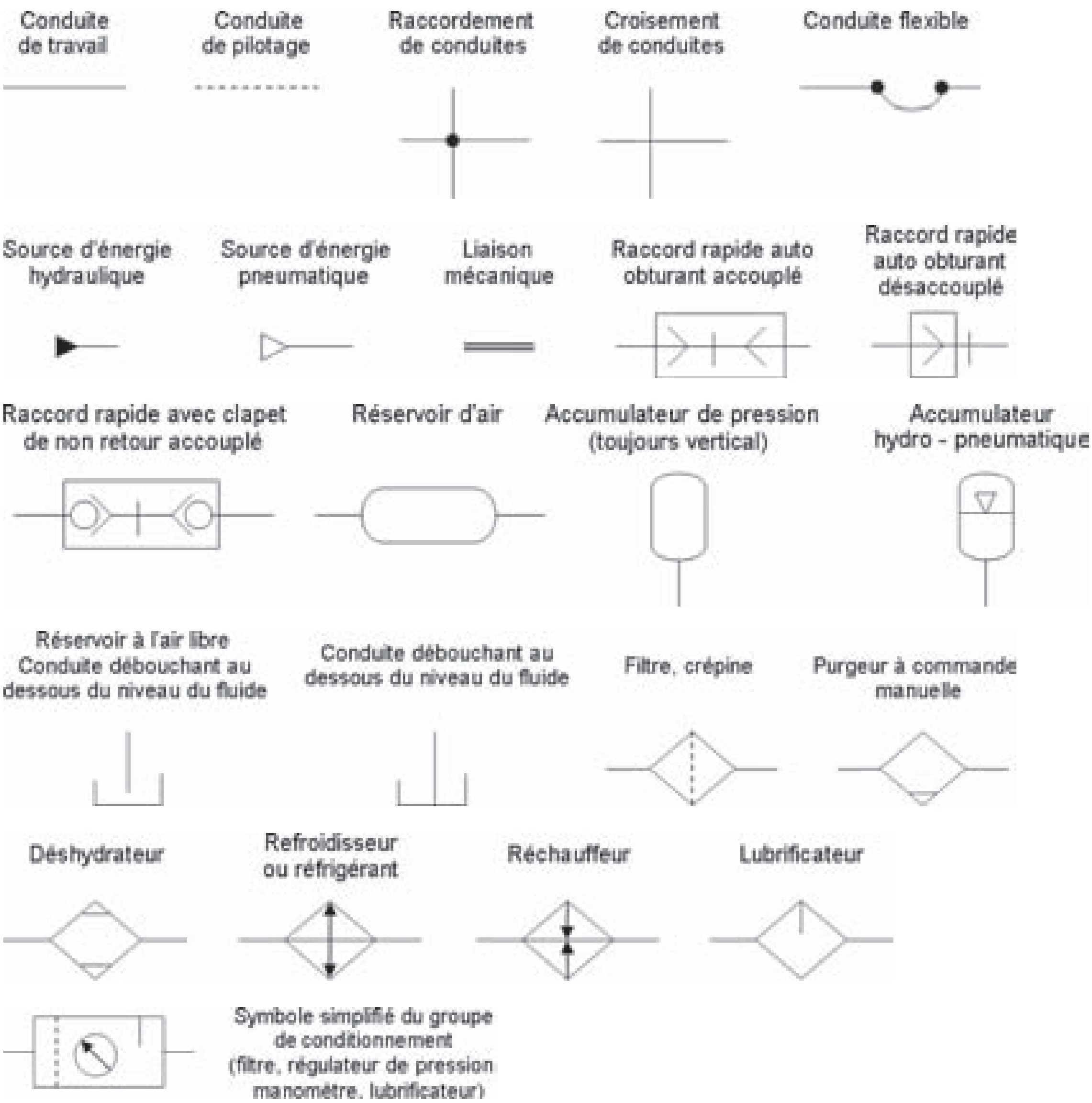
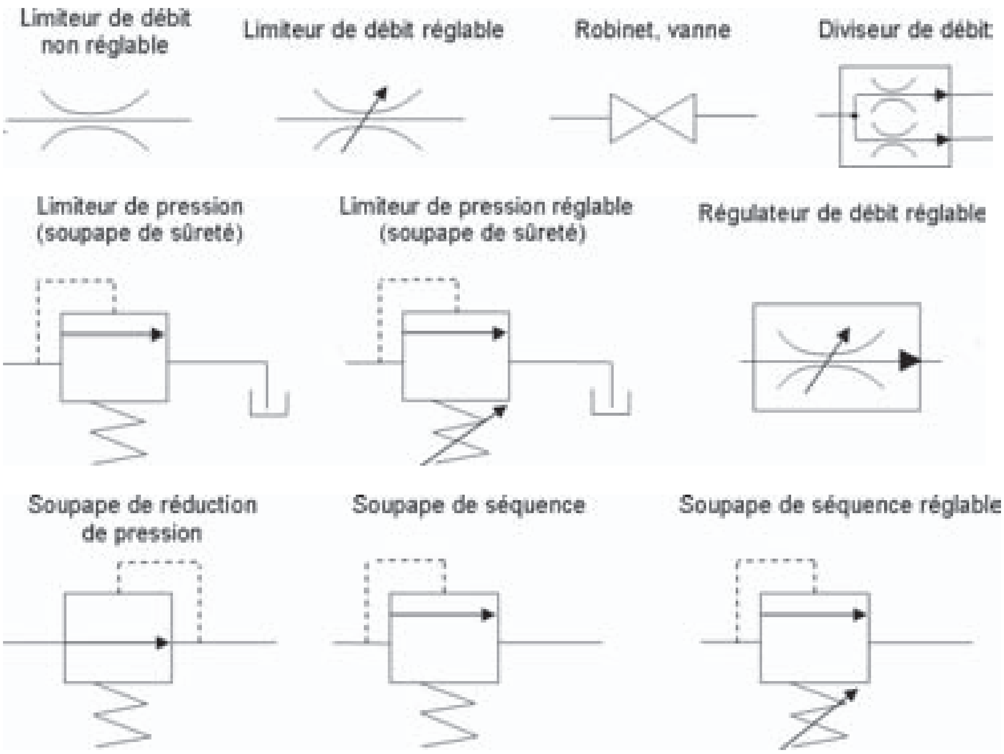
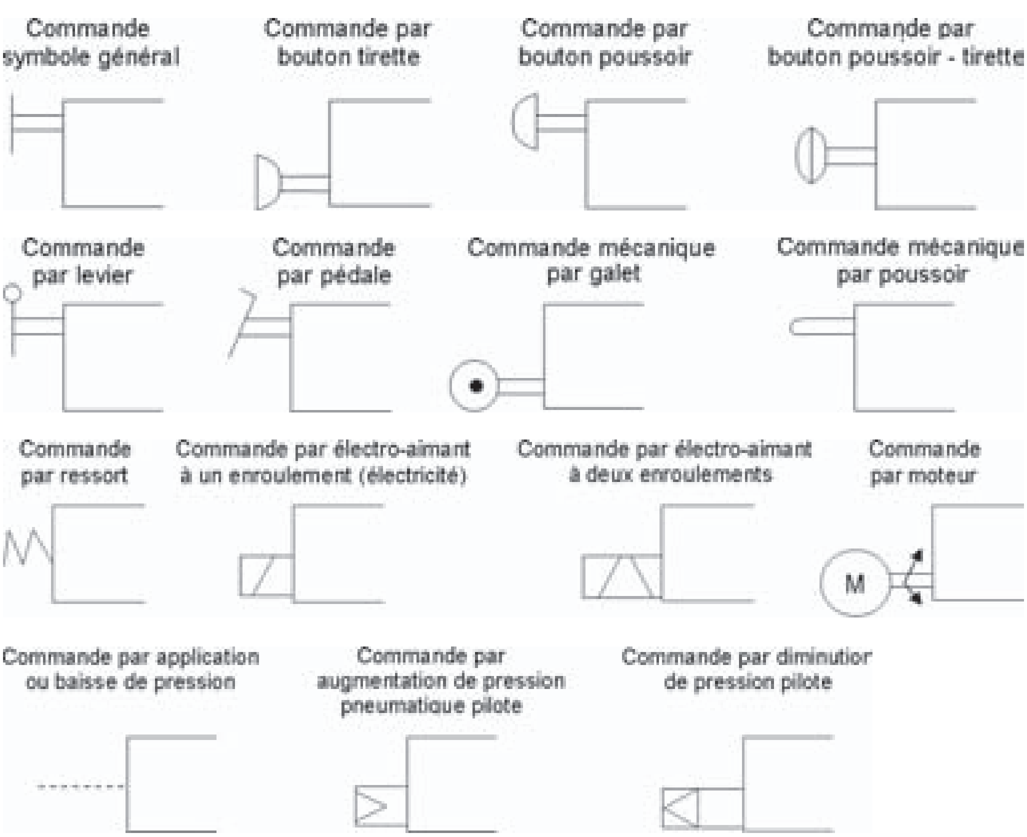


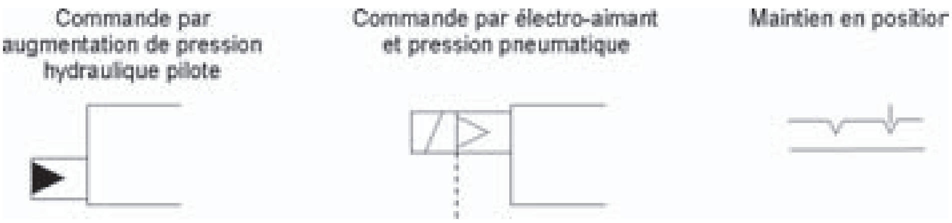
Figure 19.83a – Schématisation pneumatique et hydraulique NF ISO 1219.

Éléments de régulation :

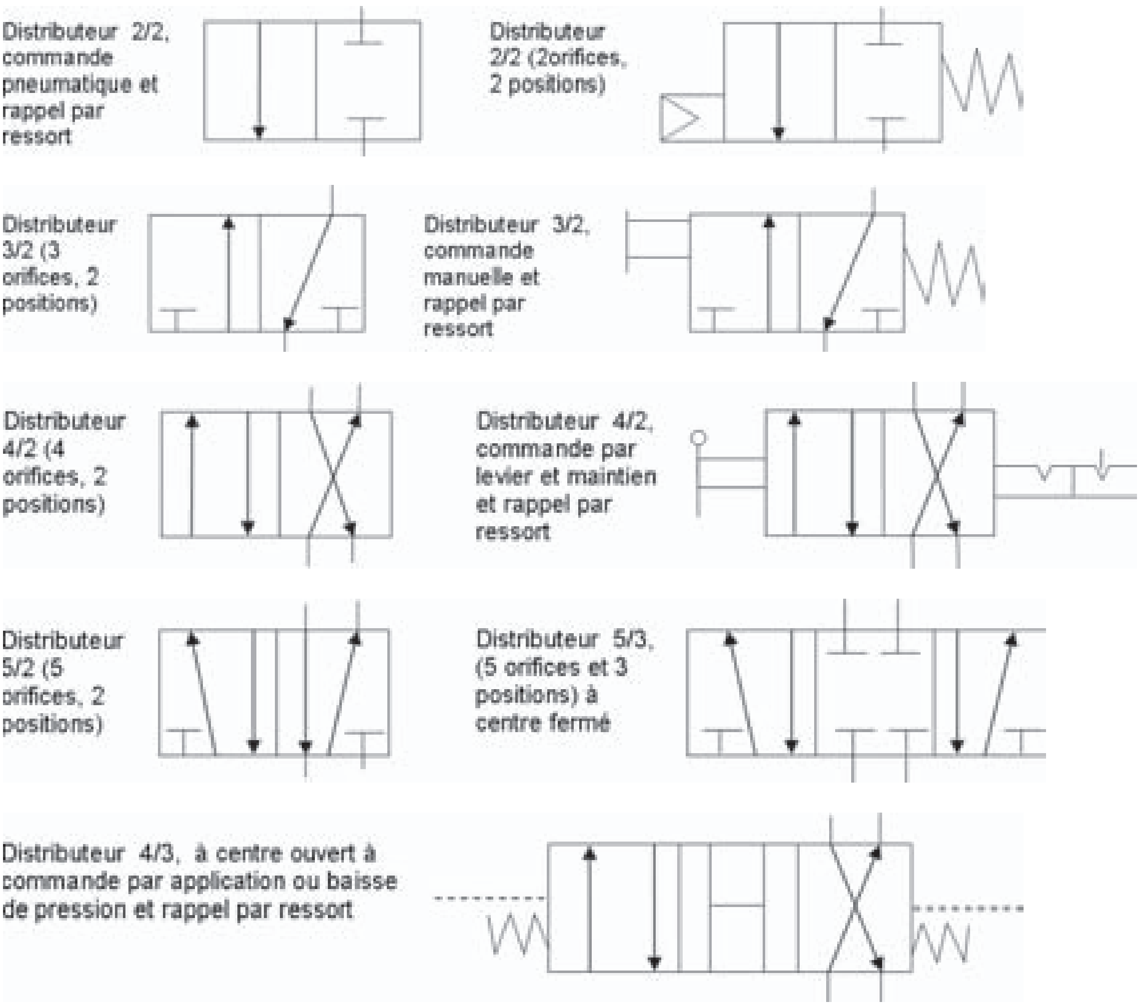


Commandes :





Distributeurs (électrovanne et électrovalve) :

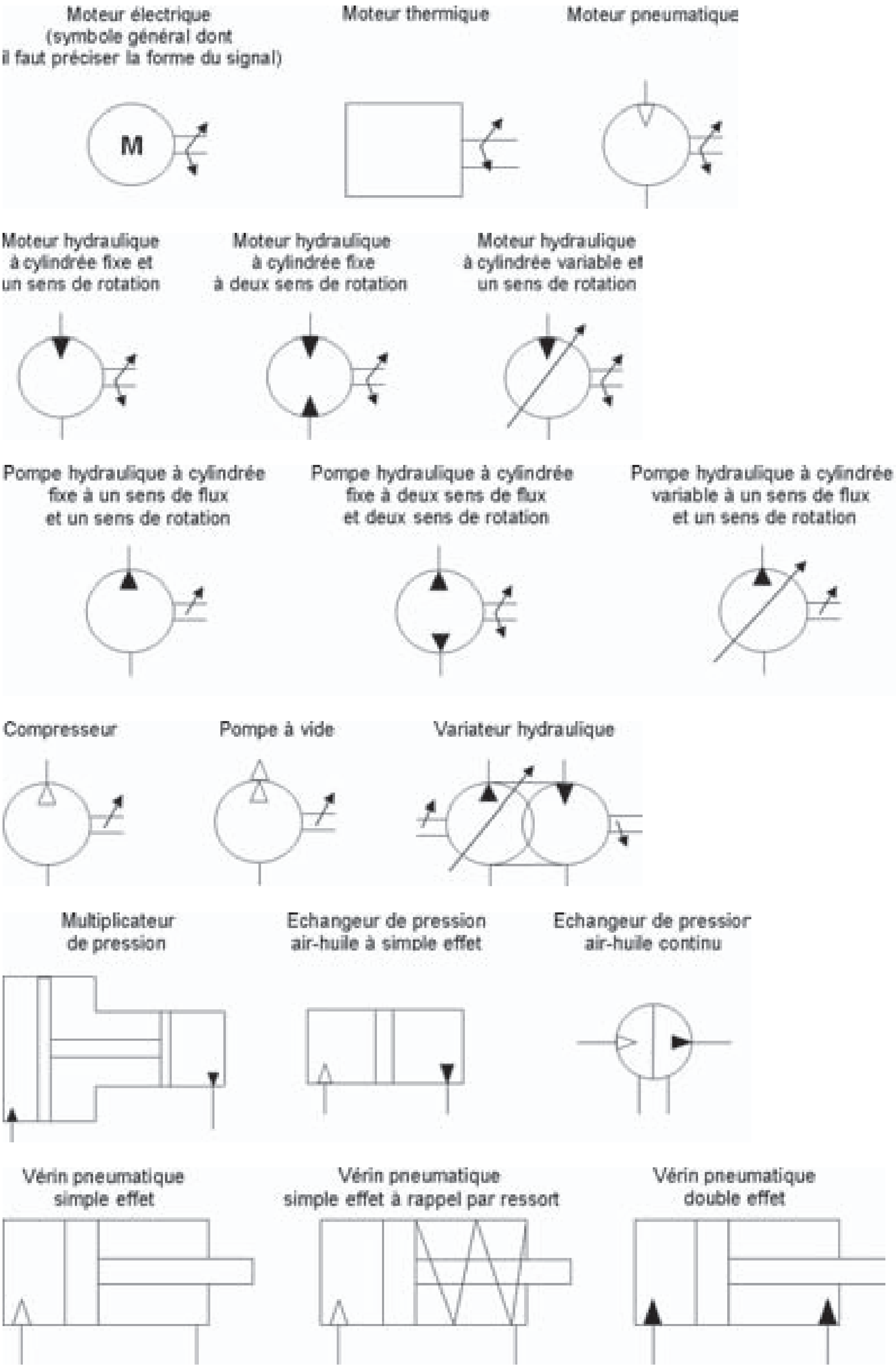


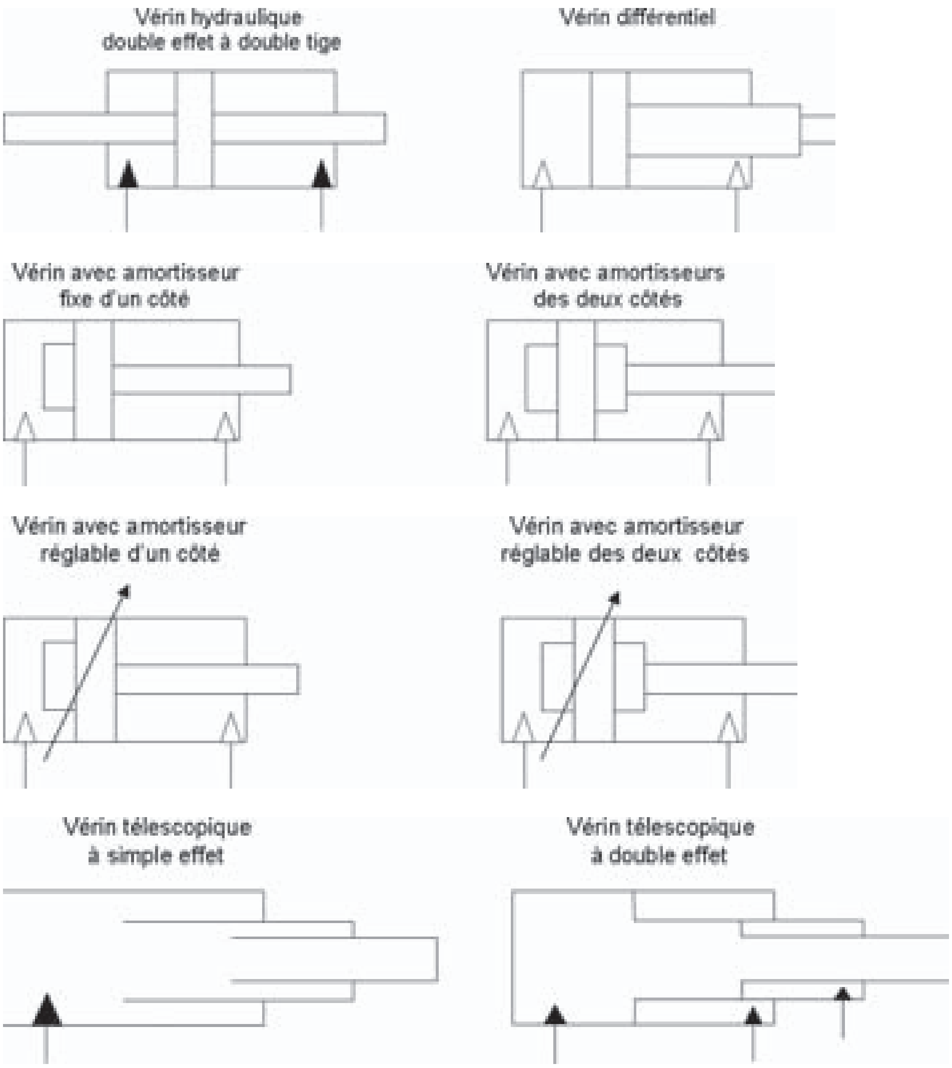
Accessoires :



Figure 19.83b – Schématisation pneumatique et hydraulique NF ISO 1219.

Transformation de l'énergie :





Appareils de contrôle :

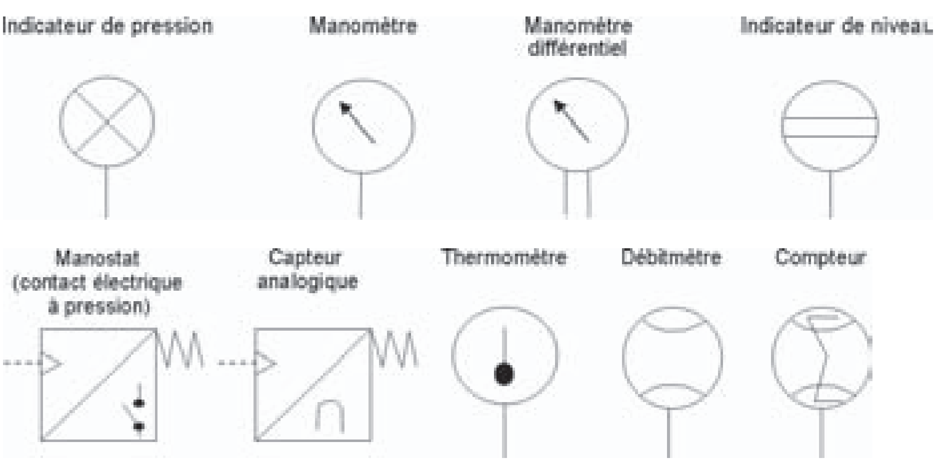


Figure 19.83c – Schématisation pneumatique et hydraulique NF ISO 1219.

19.6.2 Structure et fonctionnement des organes hydrauliques et pneumatiques

Pompes et moteurs

Les pompes et les moteurs thermiques ont une technologie similaire. Les pompes sont généralement réversibles en moteur.
La relation générale de la puissance pour une pompe est :

$$p_{p \to r}\, Q_{pompe/0} = C_{m \to p}\, \omega_{m/p}\, \eta_p$$

avec $p_{pompe \to récepteur}$ la pression de la pompe, en N/m^2 ; $Q_{pompe/0}$ le débit de la pompe, en m^3/s ; $C_{m \to p}$ le couple du moteur, en N · m ; $\omega_{m/p}$ la vitesse de rotation du moteur, en rad/s ; η_p le rendement de la pompe.

Pompe à engrenage

L'arbre moteur entraîne un engrenage. Le fluide hydraulique est aspiré ainsi par dépression. Il passe alors entre les dents et l'alésage du corps de pompe pour ressortir et alimenter le circuit (figures 19.84 et 19.85). Ce système est réversible en moteur.

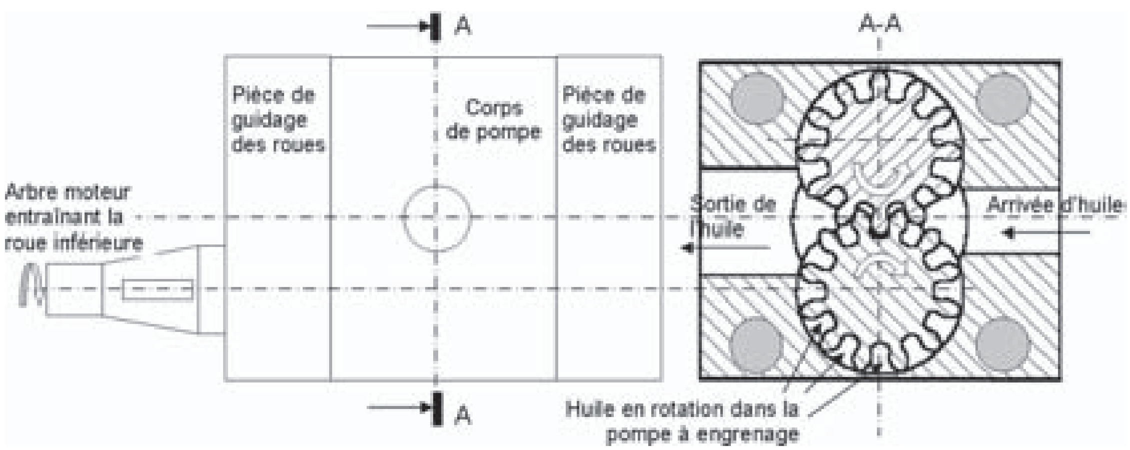


Figure 19.84 – Schématisation d'une pompe à engrenage d'automobile.

La **cylindrée par tour** est donnée par :

$$q = 2\, n\, v$$

avec q la cylindrée en m^3/tr ; n le nombre de creux d'une roue ; v le volume de chaque creux en m^3.

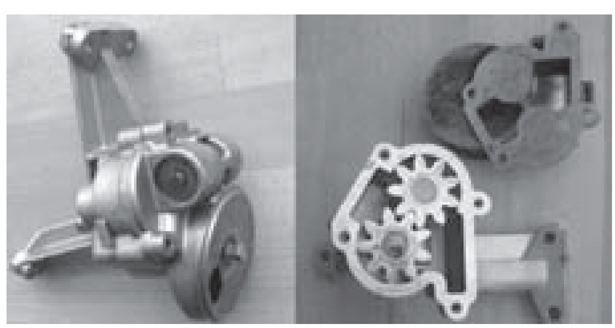


Figure 19.85 – Pompe à engrenage d'automobile.

Pompe à palettes

Le moteur entraîne un plateau à palettes excentrées par rapport au corps de pompe. Les palettes coulissent dans des rainures radiales lors de la rotation et frottent contre l'alésage du corps de pompe. Le fluide hydraulique est ainsi aspiré entre les palettes et le corps de pompe par dépression et envoyé dans le circuit hydraulique (figures 19.86 à 19.88). Ce système est réversible en moteur.

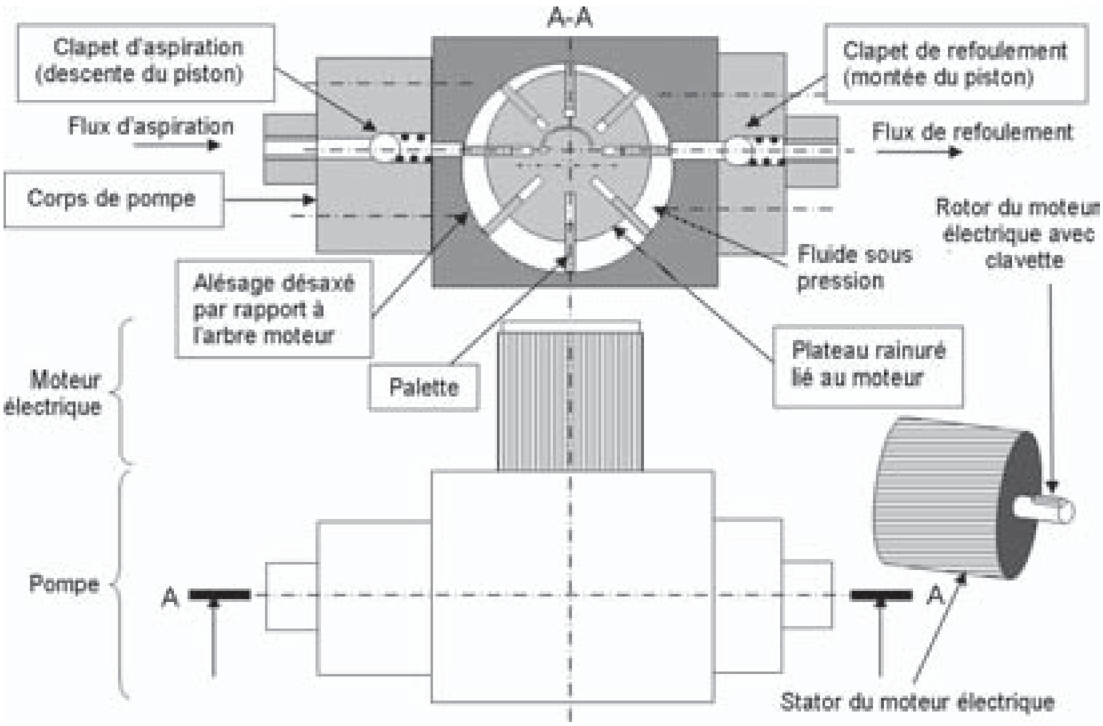


Figure 19.86 – Schématisation d'une pompe à palettes.

L'approximation de la **cylindrée par tour** est donnée par la relation :

$$q = 2\pi(R^2 - r^2)b$$

avec q la cylindrée en m^3/tr ; R le rayon de l'alésage désaxé en m ; r le rayon du plateau en m ; b la largeur de l'alésage en m.
Citons par exemple la pompe à palettes d'automobile (figure 19.88) ou sa variante, la pompe à rouleaux de direction assistée Renault (figure 19.87).



Figure 19.87 – Pompe à rouleaux de direction assistée.

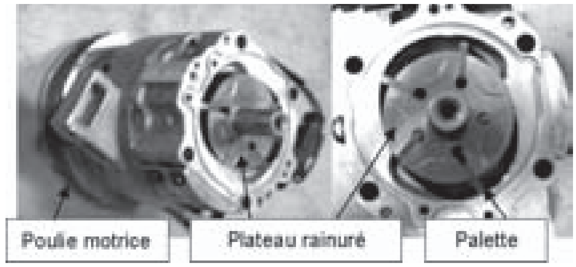


Figure 19.88 – Pompe à palettes d'automobile.

Pompe à pistons axiaux

L'arbre moteur (poulie motrice) entraîne un plateau incliné. Le plateau incliné pousse alternativement les pistons qui aspirent et refoulent ainsi le fluide depuis le réservoir jusque dans le circuit (figures 19.89 à 19.91). Ce système n'est pas réversible en moteur.

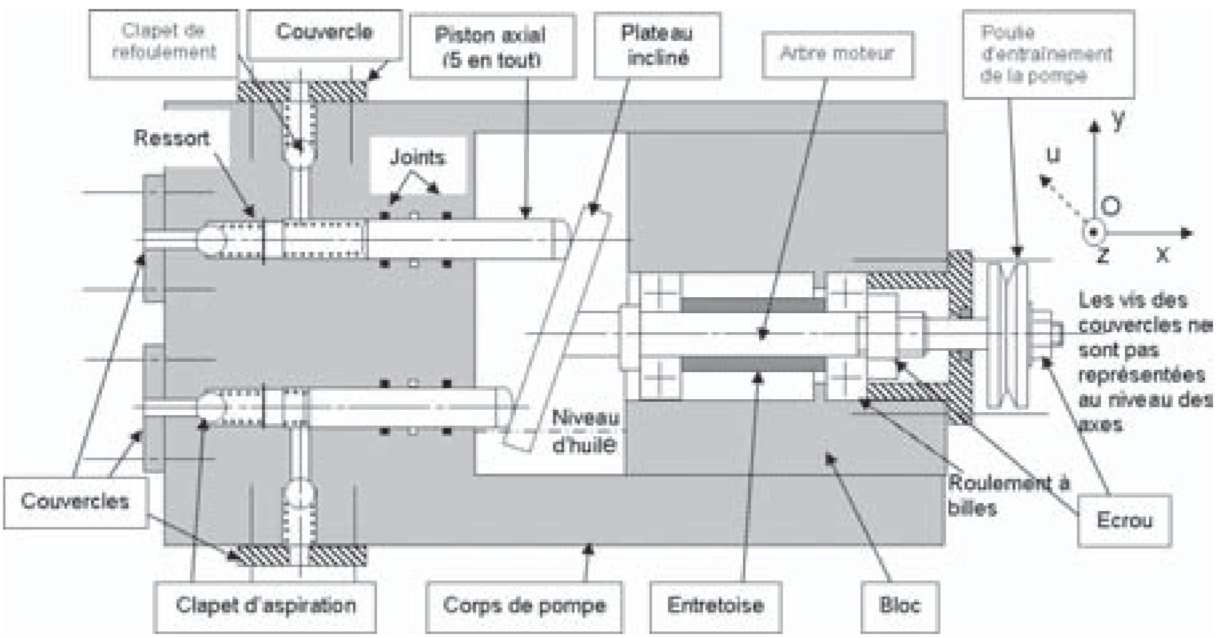


Figure 19.89 – Schématisation d'une pompe à pistons (échelle 1:1).

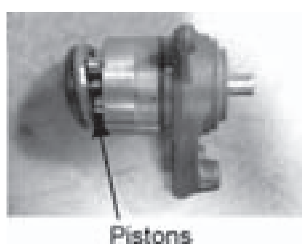


Figure 19.90 – Pompe à pistons axiaux.

La **cylindrée par tour** est donnée par la relation :

$$q = n \pi r^2 c$$

avec q la cylindrée par tour en m^3/tr ; r le rayon de l'alésage d'un piston en m ; n le nombre de pistons ; c la course d'un piston en m.

La figure 19.91 donne l'exemple d'un compresseur de climatisation.



Figure 19.91 – Compresseur de climatisation d'automobile.

Pompe à pistons radiaux

Un moteur entraîne le vilebrequin qui alterne les montées et descentes du piston, aspirant et refoulant ainsi le fluide dans le circuit (figure 19.92). Ce système est réversible en moteur.

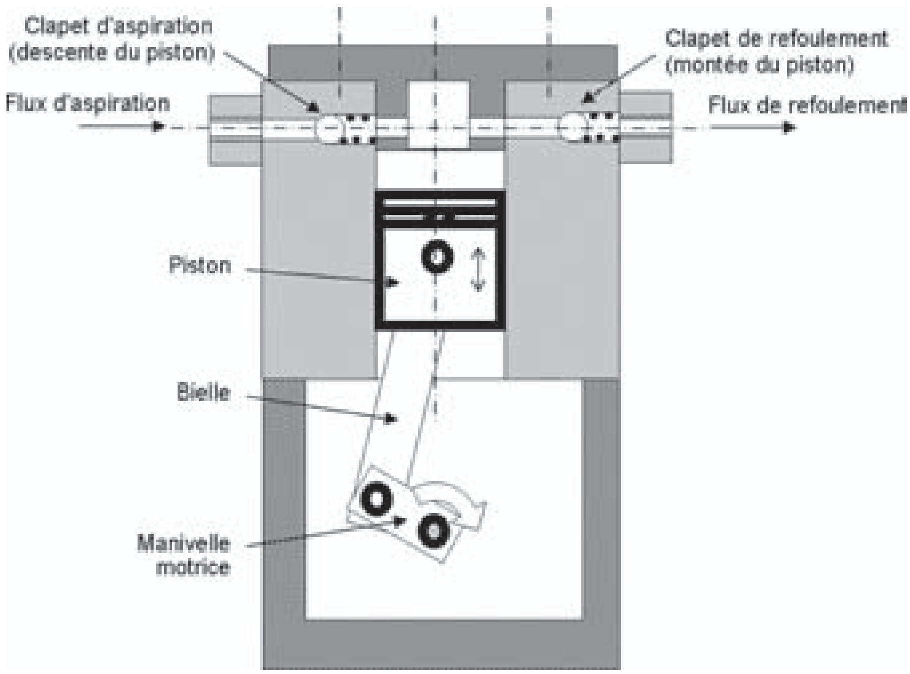


Figure 19.92 – Pompe à pistons radiaux.

La **cylindrée par tour** est donnée par la relation :

$$q = n \pi r^2 c$$

avec q la cylindrée par tour en m^3/tr ; r le rayon de l'alésage d'un piston en m ; n le nombre de pistons ; c la course d'un piston en m.

Pompe manuelle

Ce type de pompe nécessite une énergie musculaire à l'entrée pour pouvoir aspirer et refouler (figure 19.93). La figure 19.94 représente le maître cylindre d'une voiture. Celui-ci transforme l'énergie mécanique de la tige de poussée du système d'assistance de freinage en énergie hydraulique dirigée vers les freins du véhicule.
La **cylindrée par tour** est donnée par la relation :

$$q = n \pi r^2 c$$

avec q la cylindrée par tour en m^3/tr ; r le rayon de l'alésage d'un piston en m ; n le nombre de pistons ; c la course d'un piston en m.

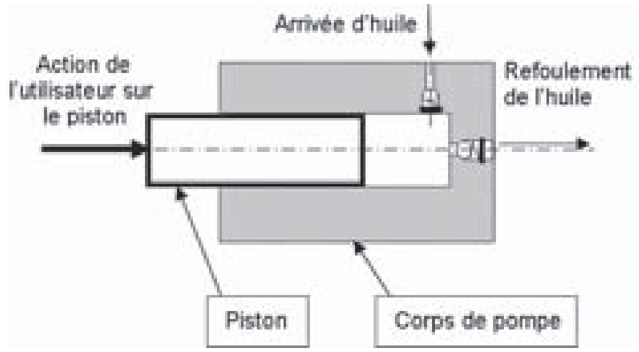


Figure 19.93 – Pompe manuelle.

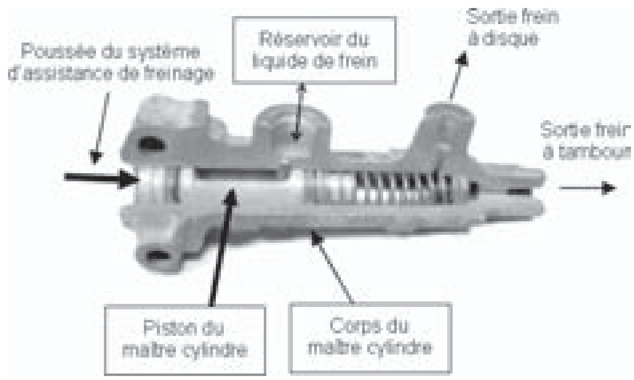


Figure 19.94 – Maître cylindre d'automobile.

□ Moteur électrique

Le moteur électrique produit une rotation à partir d'un courant électrique continu ou alternatif (figure 19.95). Différents types de moteur électrique existent, que nous n'aborderons pas ici.

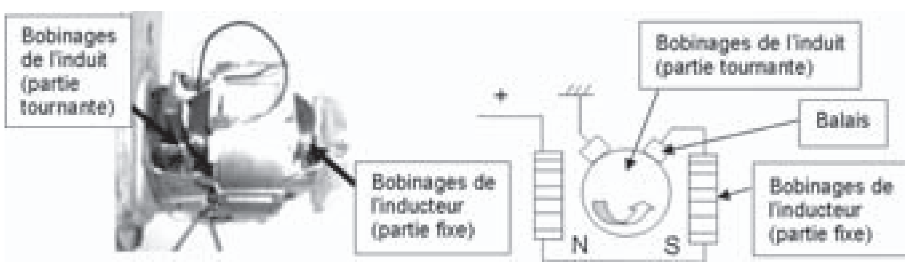


Figure 19.95 – Câblage d'un moteur électrique universel (courant continu et courant alternatif).

Le courant électrique crée un nord et un sud fixe dans le bobinage de l'inducteur. L'induit possède un bobinage en hélice et le courant qui passe dans les charbons et le collecteur induit un champ magnétique tournant, ce qui fait tourner l'induit. Ce type de moteur est utilisable avec un courant alternatif :

$$\boxed{UI \cos\varphi\, \eta_m = C\,\omega}$$

avec U la tension en V ; I l'intensité consommée en A ; cosφ le déphasage entre tension et intensité ; C le couple du moteur en N · m ; ω la vitesse de rotation du moteur en rad/s ; η_m le rendement du moteur.

☐ Alternateur

L'alternateur produit de l'électricité alternative à partir d'une rotation. La technologie est similaire à celle du moteur électrique. Un champ magnétique tournant sur le rotor induit un courant alternatif sur le bobinage du stator :

$$UI = C\,\omega\,\eta_a \cos\varphi$$

☐ Dynamo

La dynamo produit de l'électricité continue à partir d'une rotation. La technologie est similaire à celle du moteur électrique. Un champ magnétique fixe sur le stator induit un courant continu sur le bobinage du rotor. On récupère le courant par les charbons de la dynamo :

$$UI = C\,\omega\,\eta_d$$

☐ Pompe à eau (vis sans fin)

La vis, entraînée en rotation, crée un flux hydraulique. La figure 19.96 donne l'exemple d'une pompe pour le refroidissement des automobiles.

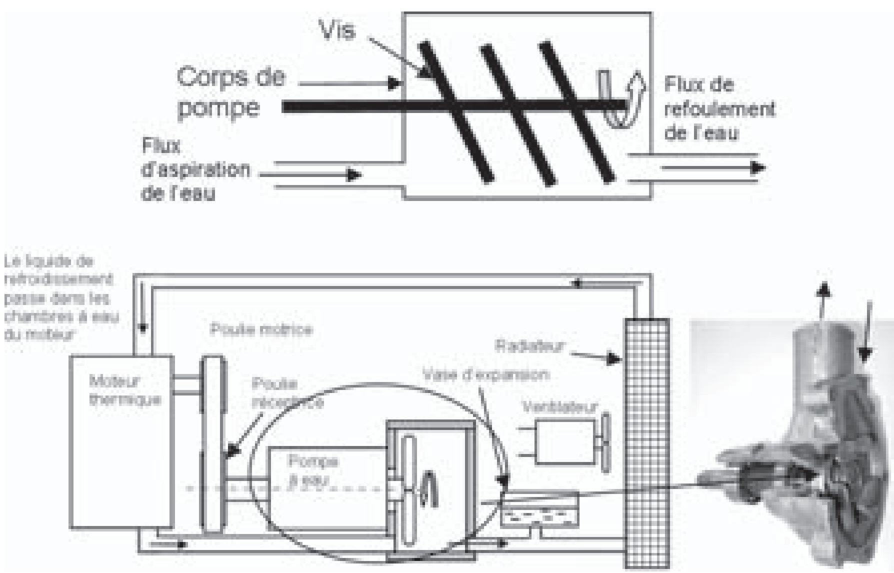


Figure 19.96 – Pompe à eau et refroidissement d'automobile avec une pompe à eau.

■ Vérins

☐ Vérin linéaire

La pression et le débit hydraulique entraînent le piston transformant une énergie hydraulique en énergie mécanique de translation. On peut utiliser aussi l'énergie pneumatique. La figure 19.97 donne l'exemple d'une grue de levage pour atelier avec vérin hydraulique.

La relation entre la force de poussée du vérin et la pression côté fond s'écrit :

$$p = F_{\text{vérin}}/S_1$$

avec p la pression en N/m^2 ; $F_{\text{vérin}}$ l'effort de poussée du vérin ; S_1 la section côté fond du vérin ($S_1 = \pi r_1^2$).

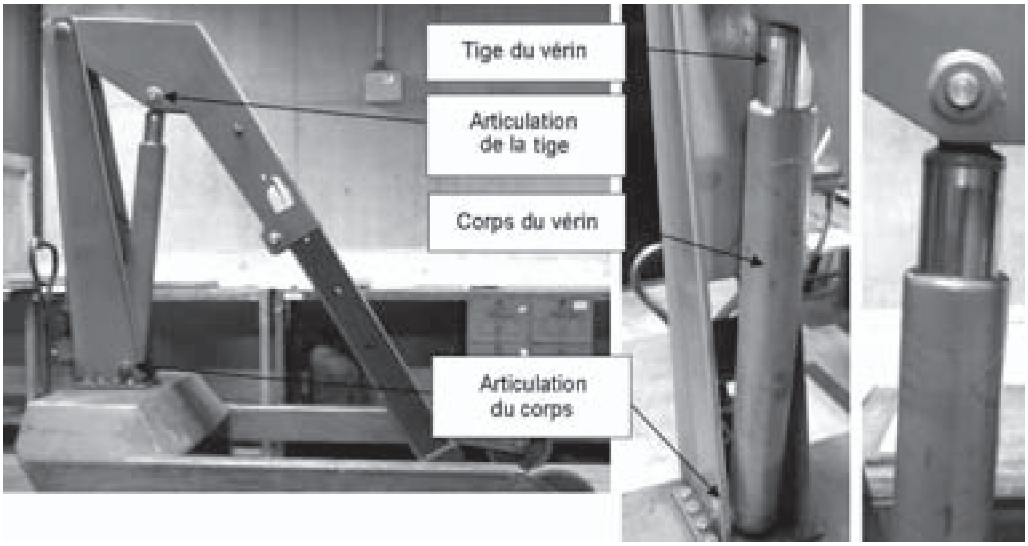


Figure 19.97 – Vérin sur grue d'atelier.

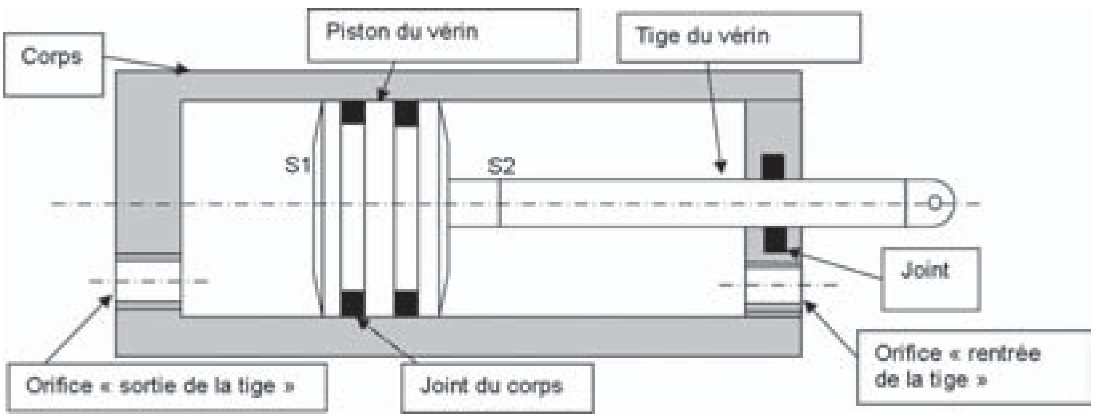


Figure 19.98 – Schématisation d'un vérin.

Remarque : Si le vérin rentre, alors $\boxed{p = F_{\text{vérin}}/(S_1 - S_2)}$.

□ Vérin rotatif

L'huile sous pression arrive dans un alésage et pousse une palette qui tourne et entraîne l'arbre de sortie (figure 19.99). L'inconvénient de ce vérin réside dans le fait que la rotation n'est possible que sur 100° d'angle.

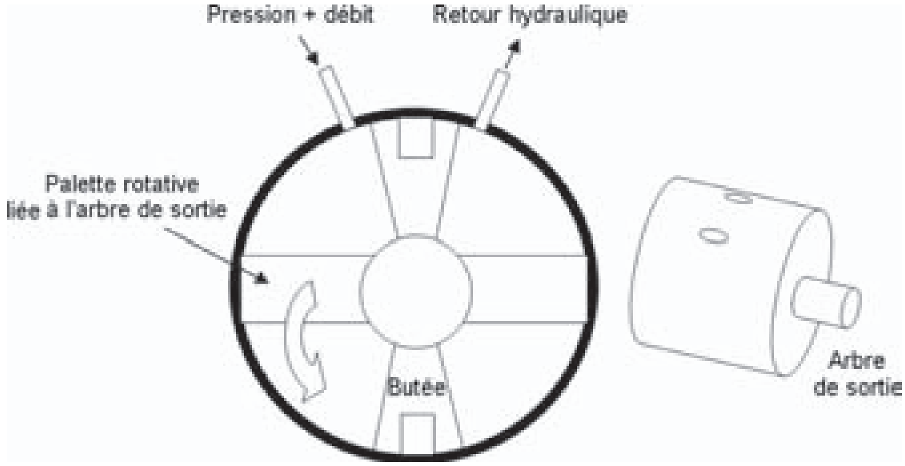


Figure 19.99 – Vérin rotatif.

Accumulateurs

Les accumulateurs servent de réserve d'énergie. Une pression résiduelle dans un circuit hydraulique peut être accumulée dans ce type de système. On l'utilise ultérieurement pour augmenter la puissance. Différents types d'accumulateurs existent (figure 19.100).

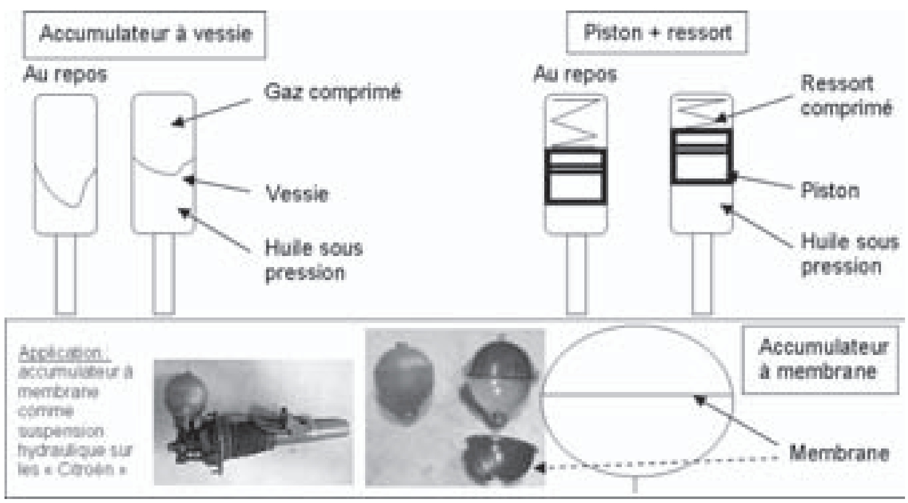


Figure 19.100 – Accumulateurs.

Limiteurs de pression

Le limiteur de pression est aussi appelé **soupape de sûreté**. Il sert en général à limiter la pression dans une partie du mécanisme pour protéger un élément important (éviter les surpressions dans les pompes le plus souvent). Lors d'une surpression, le fluide passe à travers le limiteur pour aller **vers le réservoir** (figure 19.101).

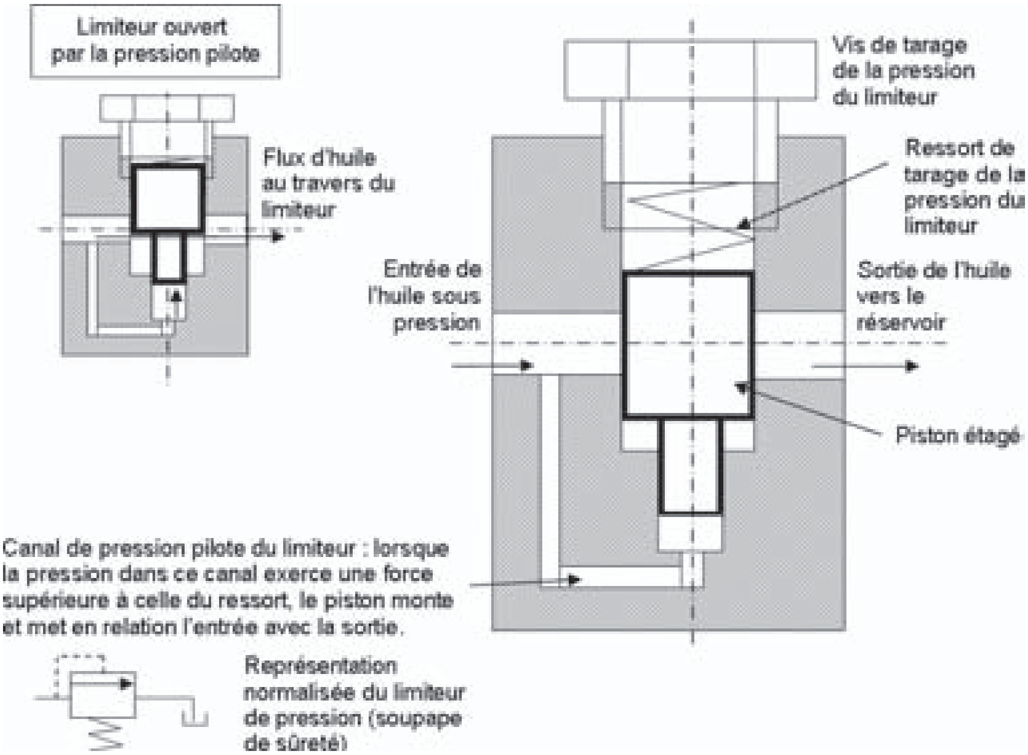


Figure 19.101 – Limiteur de pression.

Soupapes de séquence

De technologie identique à celle des limiteurs de pression, les soupapes de séquence sont prévues pour limiter la pression en amont d'un circuit hydraulique. Une surpression en aval n'aura donc aucune influence sur la pression en amont (figure 19.102).



Figure 19.102 – Représentation normalisée d'une soupape de séquence.

Soupapes de réduction de pression

La soupape de réduction de pression est normalement fermée au repos. Lorsque la pression du circuit aval est supérieure à la pression de tarage de la soupape, la soupape se ferme empêchant ainsi les surpressions dans cette partie du circuit (figure 19.103).

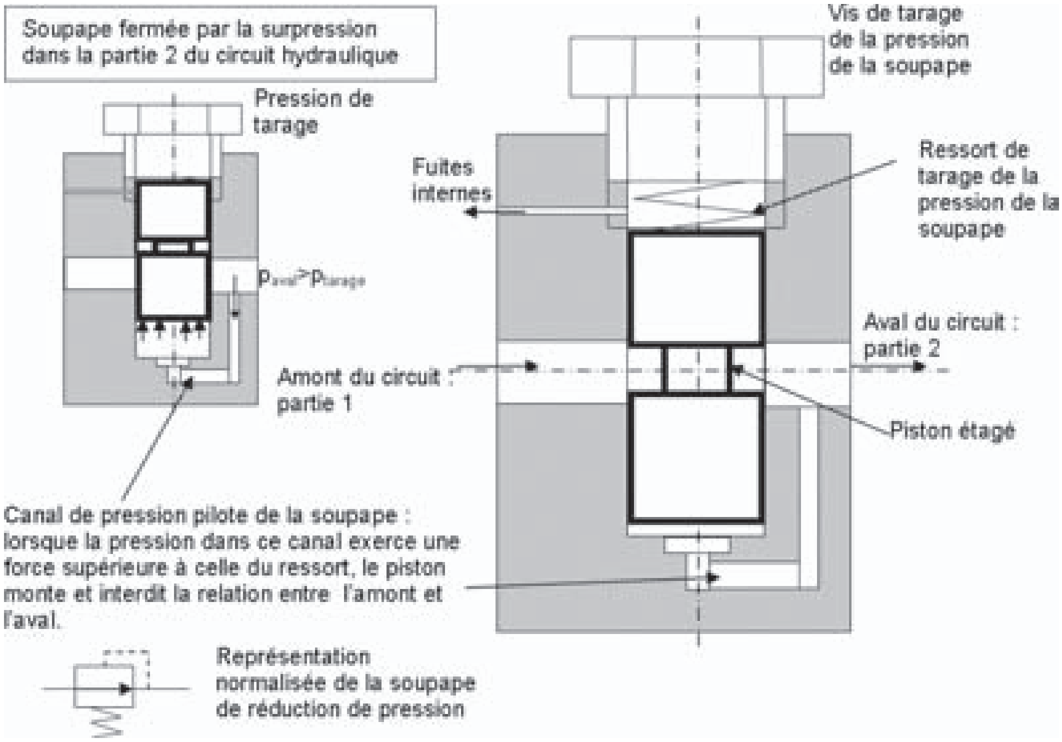


Figure 19.103 – Soupape de réduction de pression.

Régulateur de débit

Le régulateur de débit est utilisé pour les applications où les actionneurs (vérin par exemple) subissent une charge variable au cours du temps. Quelle que soit la charge, le régulateur permet un débit régulier.

Un tiroir avec un étranglement variable se déplace lorsque la charge sur l'actionneur varie. L'étranglement variable se met alors sur une position où son débit de sortie reste constant.

La figure 19.104 représente un régulateur à deux orifices. Il existe aussi des régulateurs à trois orifices ; le troisième orifice relié au réservoir permet de réguler le débit et de limiter la pression.

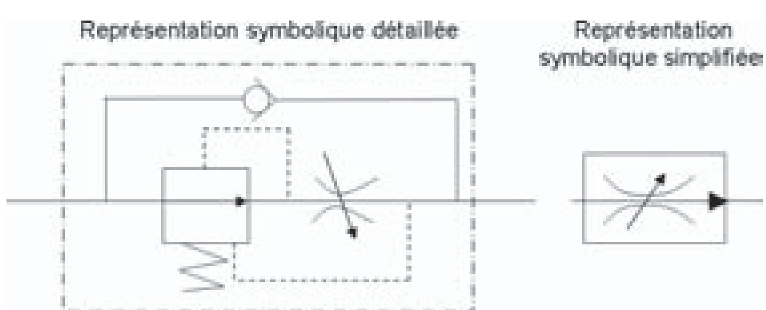


Figure 19.104 – Régulateur de débit.

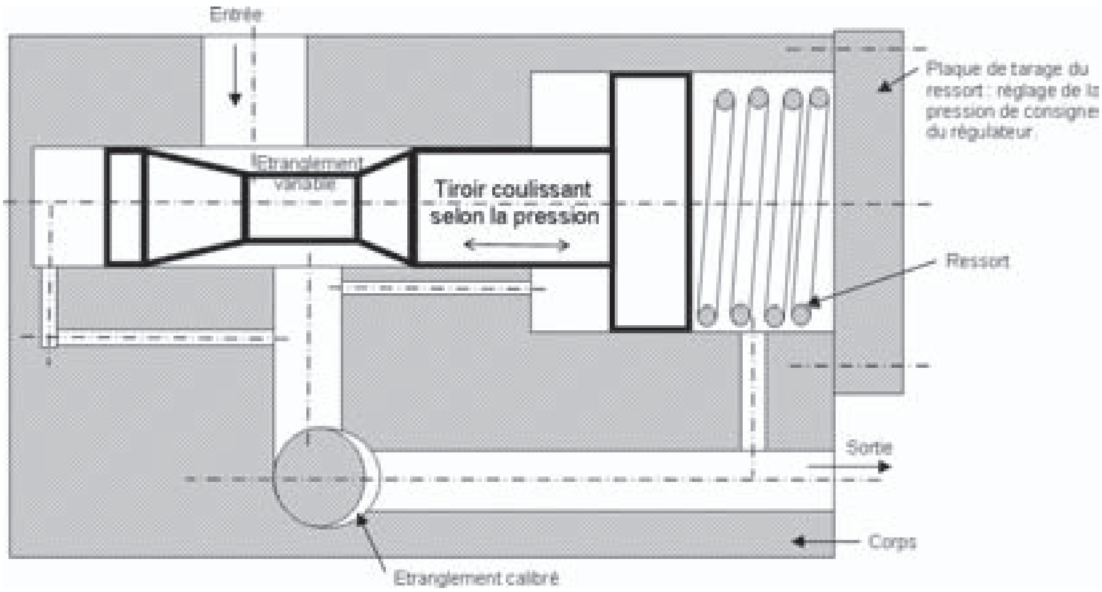


Figure 19.105 – Architecture du régulateur de débit.

Étrangleurs ou limiteurs de débit

Par un étranglement dans le circuit, on cherche à diminuer le débit d'huile. Cet étranglement est matérialisé par une diminution de la section par exemple. Les étrangleurs peuvent être variables. Dans ce cas, un mécanisme permet de faire varier la section de l'étranglement (figure 19.106).



Figure 19.106 – Étrangleurs.

Distributeur (position 1 : centre fermé)

Les distributeurs, ou électrovannes (hydraulique), ou électrovalves (pneumatique) permettent la distribution du fluide suivant plusieurs positions. Ils permettent par exemple de faire sortir et rentrer un vérin. Sur la figure 19.107 est représenté un distributeur 4/3 à commande électromagnétique et à rappel par ressort. Lorsque l'électroaimant de gauche est activé, le piston de distribution se déplace donc vers la gauche (position 3). La position 2 est obtenue lorsque l'électroaimant de droite est activé. La position 1 montre le centre fermé du distributeur.

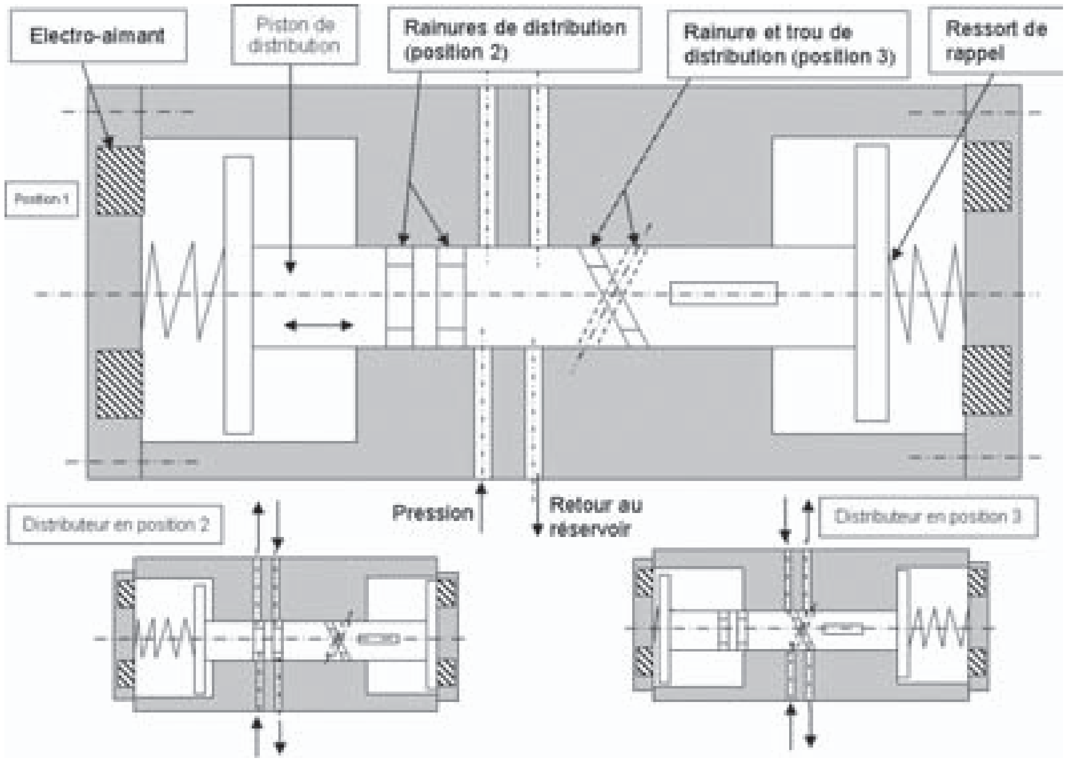


Figure 19.107 – Distributeur.

Exercice type

La direction assistée d'une voiture peut être décrite selon les schémas partiels A et B de la figure 19.108. Lors d'une manœuvre induisant un couple important sur la colonne de direction, la commande mécanique actionne le distributeur. Celui-ci crée alors une pression dans la chambre côté fond du vérin pour tourner à gauche, ou dans la chambre côté tige du vérin, pour tourner à droite.

Notez que le corps et la tige du vérin sont liés respectivement au corps et à la tige de la crémaillère.

Q1) Donnez un nom aux éléments (voir le schéma A), en vous aidant du schéma B : (1), (2), (4) et (6)

Q2) Complétez le schéma B au niveau de la pompe et du distributeur.

Q3) Représentez ce schéma lorsque le distributeur alimente le vérin côté fond du vérin.

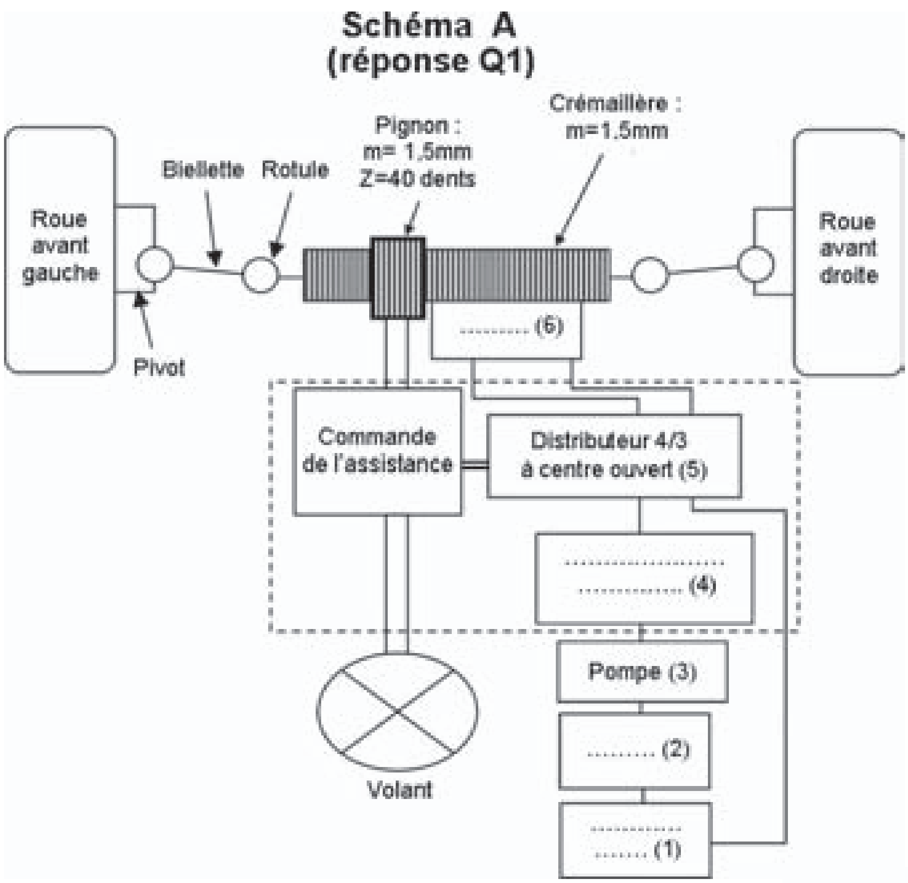
Q4) Sachant que la pression dans la chambre est de 30 bars et que la section vaut 800 mm^2, déterminez la force que donne le vérin à la crémaillère.

Q5) Sachant que le conducteur tourne le volant de 1/4 de tour, déterminez la valeur de la course de la crémaillère, notée *c*. On prendra pour diamètre du pignon : 60 mm.

Q6) Déduisez le volume débité par la pompe pour un quart de tour (*v*).

Q7) Sachant que le rayon de rotation que la roue fait lors du déplacement de la crémaillère vaut 17 cm, déterminez la valeur de l'angle de rotation de la roue φ. Vous prendrez comme approximation : $\varphi = c/r$, avec φ l'angle de rotation de la roue en rad, *c* la course du piston en m et *r* le rayon de rotation de la roue en m.

Reportez-vous aux réponses pages 352-353.



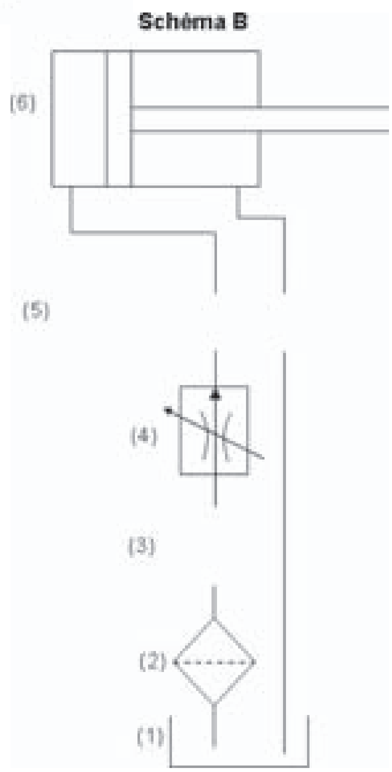


Figure 19.108 – Schéma d'une direction assistée.

Pour aller plus loin

Donnez les grandeurs d'entrée et de sortie de la transmission d'une automobile de chaque bloc fonctionnel de l'architecture de la voiture.

Donnez le rapport de réduction dans la distribution d'un bateau et justifiez ce rapport. Connaissant le régime moteur maximal (4 000 tr/min), déduisez-en la vitesse de l'arbre à came. Faites un schéma de la distribution à quatre temps.

Voir aussi : batteur Minor Moulinex, presse-agrumes, plate-forme élévatrice, disque dur, injecteur diesel, perceuse.

Activités sur Internet :

http://www.listepgm.org – http://www.directindustry.fr –
http://www.cnr-cmao. ens-cachan.fr – http://www.ac-bordeaux.fr

Statique : étude du comportement des solides immobiles dans un repère 20

Plan

Compétences visées : ECSD1, ECSD2, ECSD3

Statique vient du mot grec *statikos*, immobile.
La masse des objets fut d'abord utilisée comme valeur marchande, à l'époque de l'essor du commerce en mer Égée notamment, vers 4000 avant J.-C.
Archimède énonce en 250 avant J.-C. les lois de l'hydrostatique et de l'équilibre d'un solide soumis à des forces parallèles situées dans le plan.
En 1585, Simon Stevin (1548-1620) élargit les lois de la statique en intégrant la notion de **vecteur**. Il définit graphiquement la position du centre de gravité d'un solide au repos. En hydrostatique, il précise que la pression dépend de la hauteur du liquide.
Charles Augustin de Coulomb (1736-1806) consacre ses recherches à la statique graphique, à la torsion des pièces et au frottement de deux pièces en mouvement relatif.
Luigi Cremona (1830-1903) élabore plusieurs méthodes pour la statique graphique.
Une application de la statique consiste à peser des objets avec une balance. La « balance romaine » fonctionne suivant le principe évoqué par Archimède (figure 20.1). La balance de Roberval est créée en 1670 (figure 20.2). Les balances modernes mesurent, de manière mécanique ou par différence de résistance électrique, la déformation d'une éprouvette soumise au poids de l'objet pesé.
Il est aisé de comprendre que pour mettre en mouvement un objet, il faut lui appliquer une action : par exemple, un ballon de foot, posé sur un terrain plat, est animé d'un mouvement dès que le joueur le touche ou le frappe.
De la même manière, un objet immobile subit des actions qui empêchent son mouvement.

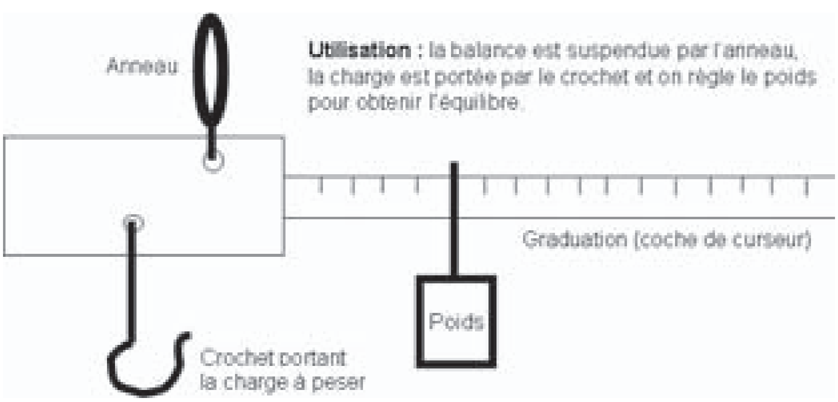


Figure 20.1 – Balance romaine.

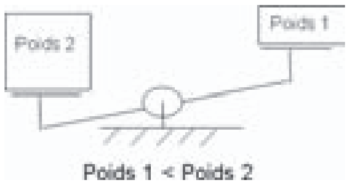


Figure 20.2 – Balance de Roberval.

20.1 Quelques notions importantes

20.1.1 Définitions

La **statique** est l'étude de l'équilibre des corps (pièce, objet…) soumis à des actions mécaniques extérieures. Un corps est **en équilibre** s'il est immobile par rapport à un repère. On dit aussi que le solide est **au repos**.

20.1.2 Action mécanique extérieure

Cause physique de l'équilibre ou du mouvement des solides, l'action mécanique extérieure est appelée couramment **force**, ou **résultante**. Elle tend à déformer ces solides. Prenons l'exemple simple d'une voiture à l'arrêt. La voiture est immobile donc en équilibre. Cela est dû à l'effet de plusieurs actions mécaniques extérieures (figure 20.3) :

- d'une part le sol exerce un soutien au véhicule : celui-ci ne s'enfonce pas dans le sol (bien sûr dans notre exemple le sol est dur !) ;
- d'autre part la masse de la voiture provoque une action la maintenant au sol : elle ne s'envole pas, c'est l'attraction terrestre.

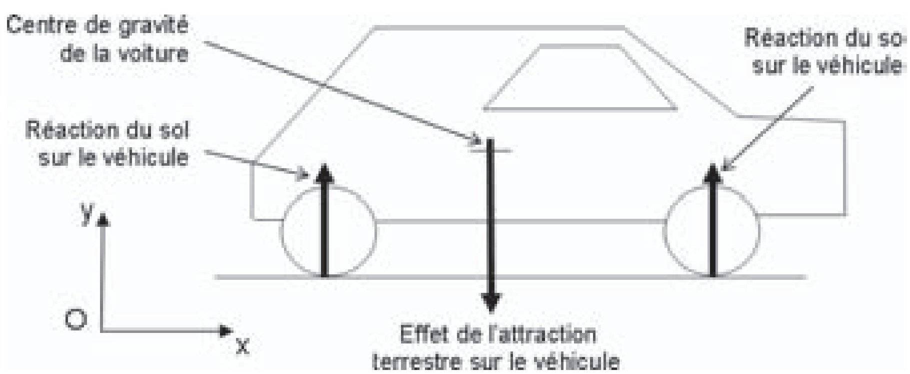


Figure 20.3 – Actions mécaniques sur une voiture à l'arrêt.

Remarque : Attention, dans le cas d'un objet soumis à plusieurs actions mécaniques extérieures, si l'effet d'une des forces n'est pas compensé, alors cela provoque un déplacement de cet objet.
Une action mécanique est représentée avec le vecteur force d'un solide sur un autre : par exemple, $\overrightarrow{F_{\text{Pièce 1/Pièce 2}}}$, ce qui se lit « vecteur force de la pièce 1 sur la pièce 2 ».

20.1.3 Représentation graphique d'une action mécanique

Une force (ou action mécanique, ou résultante) se représente par un vecteur défini par quatre caractéristiques :

- son point d'application ;
- sa direction ou droite d'action ;
- son sens ;
- son intensité (ou norme).

Dans l'exemple d'un cerf-volant (figure 20.4), l'action de l'homme sur le câble est modélisée par un vecteur dirigé vers le bas et vers la droite, son point d'application est

en A, sa direction est la droite oblique et son intensité vaut 250 N. Toutes ces données sont souvent consignées dans un tableau (tableau 20.1).

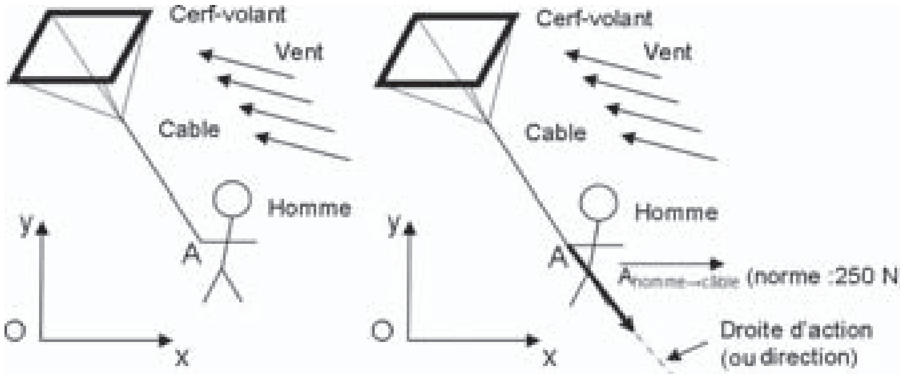


Figure 20.4 – Cerf-volant.

Règle : l'intensité, ou norme, d'un vecteur force s'exprime toujours en newtons, unité notée N.

Tableau 20.1 – Actions mécaniques sur un cerf-volant.

Action	Point d'application	Direction	Sens	Intensité
$\overrightarrow{A_{\text{homme} \to \text{câble}}}$	A	Câble	Vers le bas	250 N

20.1.4 Moment d'une force

Une force peut :

- soit **provoquer une translation** : si la poussée des réacteurs passe par le centre de gravité G de l'avion, alors il aura un mouvement de translation (figure 20.5) ;
- soit **provoquer une translation et une rotation** : si le pilote dirige la poussée des réacteurs vers le sol en faisant varier la tuyère, alors l'avion aura un mouvement de translation et de rotation (figure 20.6).

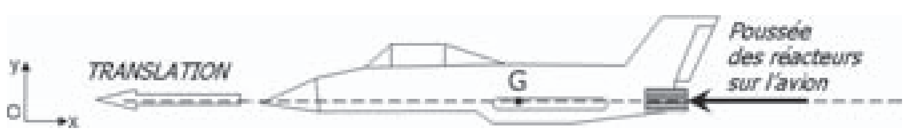


Figure 20.5 – Avion : translation.



Figure 20.6 – Avion : translation et rotation.

Cet effet de rotation dû à la poussée des réacteurs (force) provient de ce qu'on appelle en physique le **moment d'une force** (figure 20.7).

Le moment d'une force d'un solide s_1 sur un solide s_2, appliquée en un point B, par rapport à un point A est noté $\overrightarrow{M_A(\overrightarrow{F_{s1 \to s2}})}$. Sa norme est égale au produit de la force par la distance d entre son point d'application A et le point d'effet du moment, B (cette distance est couramment appelée **bras de levier**) :

$$\overrightarrow{M_A(\overrightarrow{F_{s1\to s2}})} \left| \begin{array}{c} 0 \\ 0 \\ M_A(\overrightarrow{F_{s1\to s2}}) = d\,F_{s1\to s2} \end{array} \right.$$

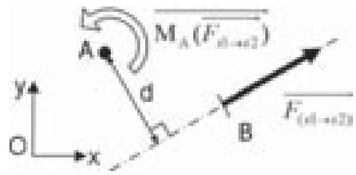


Figure 20.7 – Calcul du moment.

Remarque

Le bras de levier d est toujours perpendiculaire à la direction de la résultante d'action $(\overrightarrow{F_{s1\to s2}})$. De plus, si $d = 0$, alors $\overrightarrow{M_A(\overrightarrow{F_{s1\to s2}})}$ est égal au vecteur nul.

Règles :

1. Par définition une force s'exprime en newtons et une distance en mètres, donc : le moment $\overrightarrow{M_A(\overrightarrow{F_{s1\to s2}})}$ s'exprime en **newtons mètres** (N · m).
2. La convention de signe dans un repère orthonormé direct (O, *x*, *y*, *z*) est la suivante (figure 20.8) :

- Si la force provoque un moment orienté de ***x* vers *y*** ou de ***y* vers *z*** ou de ***z* vers *x*** dans le plan, alors ce moment est de signe **positif**.
- Au contraire, si le moment est orienté de ***y* vers *x*** ou de ***z* vers *y*** ou de ***x* vers *z*** dans le plan, alors ce moment est **négatif**.

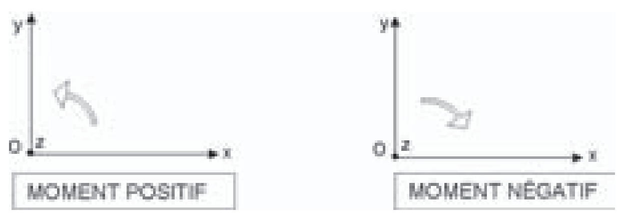


Figure 20.8 – Signe du moment dans un repère orthonormé direct.

Voyons ce qui peut faire varier l'intensité d'un moment d'une force :

- si la résultante augmente, alors le moment augmente ;
- si *d* augmente, alors le moment augmente ;
- si la résultante diminue, alors le moment diminue ;
- si *d* diminue alors, le moment diminue.

20.1.5 Moment d'un couple de forces

Le moment engendré par deux forces d'intensités égales et opposées en sens mais sur des droites d'action (directions) différentes et parallèles constitue un couple (figure 20.9). Celui-ci est centré à la demi-distance des points d'application des efforts (*d*/2). L'intensité du couple ne dépend que de la distance entre les deux forces. Cette intensité vaut :

$$\text{Couple}(F_{\text{ext}\to s}) = F_{1\to s}\,d = F_{2\to s}\,d$$

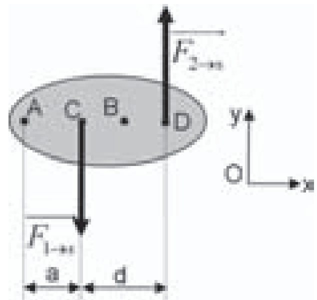


Figure 20.9 – Couple.

Démonstration avec $F_{1 \to s} = F_{2 \to s}$ et en projection sur l'axe $\vec{z}$:

$$\left\|\overrightarrow{\mathrm{M}_{\mathrm{A}}(\overrightarrow{F_{2 \to s}})}\right\| + \left\|\overrightarrow{\mathrm{M}_{\mathrm{A}}(\overrightarrow{F_{1 \to s}})}\right\| = \left\|\overrightarrow{F_{2 \to s}}\right\|(a+d) - \left\|\overrightarrow{F_{1 \to s}}\right\|a = \left\|\overrightarrow{F_{1 \to s}}\right\|d$$

C'est l'exemple des actions des mains sur le volant d'une voiture.

Règles :

1. Par définition une force s'exprime en newtons et une distance en mètres donc le moment d'un couple de forces s'exprime en **newtons mètre**, noté **N · m**.
2. La convention de signe dans un repère orthonormé direct (*O*, *x*, *y*, *z*) est la même que pour le moment (figure 20.10).

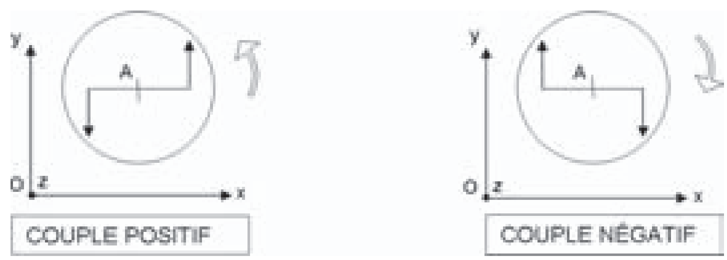


Figure 20.10 – Signe du couple dans un repère.

20.2 Types d'actions mécaniques

Il existe deux types d'actions mécaniques : les actions mécaniques de contact et les actions mécaniques à distance.

20.2.1 Actions mécaniques de contact

Lorsque deux pièces sont en contact, il en résulte une action mécanique de contact. Par exemple, les pneus d'un véhicule sont en contact avec le sol, il en résulte une action mécanique entre les pneus et le sol.

20.2.2 Actions mécaniques à distance

Il existe des phénomènes physiques sur la Terre qui créent des actions mécaniques à distance. Ces actions agissent sur des corps sans les toucher !
Les aimants attirent le métal en raison du champ magnétique. C'est une action à distance.

Les objets sont attirés par la Terre : cela est dû au champ de pesanteur, appelé aussi attraction terrestre. C'est également une action à distance. Cette action (ou force en newtons) se détermine à partir de la relation suivante :

$$\boxed{P_{\text{solide}} = m_{\text{solide}}\, g_{\text{solide/terre}}}$$

avec m_{solide} la masse de l'objet exprimée en kilogrammes (kg) ; $g_{\text{solide/terre}}$ l'accélération du champ de pesanteur exprimée en mètres par seconde au carré (m/s^2). En général, sur la Terre : $g = 9{,}81$ m/s^2 ; cette valeur est souvent arrondie à 10 m/s^2.

20.3 Actions mécaniques transmissibles dans certaines liaisons (cas de liaisons parfaites)

20.3.1 Contact ponctuel

Dans le cas d'un contact ponctuel ou d'une liaison ponctuelle entre deux pièces, la droite d'action de la force $\overrightarrow{A_{1/2}}$ est perpendiculaire au plan tangent commun (plan au contact) au niveau du point A (figure 20.11).

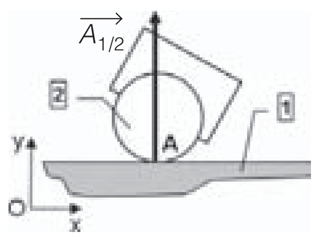


Figure 20.11 – Contact ponctuel.

20.3.2 Pivot (articulation cylindrique)

Dans le cas d'un contact cylindrique ou d'une liaison pivot entre deux pièces (figure 20.12), la droite d'action de la force $\overrightarrow{A_{1/2}}$ passe par le centre de l'articulation (liaison pivot d'axe O, z).

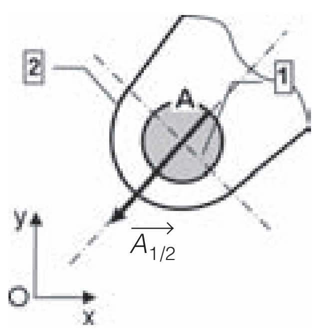


Figure 20.12 – Articulation.

20.3.3 Appui plan

Dans le cas d'un contact plan ou d'une liaison appui plan entre deux pièces, la droite d'action de la force $\overrightarrow{A_{1/2}}$ est perpendiculaire au plan de contact (figure 20.13).

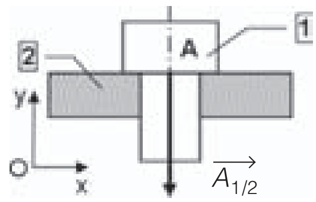


Figure 20.13 – Contact plan.

20.4 Actions mécaniques et moments modélisables par un torseur

Chaque liaison entre deux solides engendre des actions mécaniques représentées par un torseur. Un **torseur** est un tableau où l'on range les forces et les moments qu'une pièce exerce sur une autre pièce, où qu'une action à distance exerce.

Torseur des actions de liaison sur le solide

$$\{\Im S1 \rightarrow S2\} : {}_{A}\begin{Bmatrix} X_{AS1\rightarrow S2} & L_{AS1\rightarrow S2} \\ Y_{AS1\rightarrow S2} & M_{AS1\rightarrow S2} \\ Z_{AS1\rightarrow S2} & N_{AS1\rightarrow S2} \end{Bmatrix}_{R(O,\,x,\,y,\,z)}$$

Repère dans lequel on écrit les actions mécaniques

Point d'application des actions mécaniques

Vecteur force ou résultante

Vecteur moment

$$\overrightarrow{F_{S1\rightarrow S2}} \left| \begin{matrix} X_{AS1\rightarrow S2} \\ Y_{AS1\rightarrow S2} \\ Z_{AS1\rightarrow S2} \end{matrix} \right. \qquad \overrightarrow{M_{S1\rightarrow S2}} \left| \begin{matrix} L_{AS1\rightarrow S2} \\ M_{AS1\rightarrow S2} \\ N_{AS1\rightarrow S2} \end{matrix} \right.$$

20.4.1 Écriture des torseurs en un point quelconque

Pour les résultantes : quel que soit le point choisi, la valeur des résultantes reste la même. On peut donc appliquer le théorème de la résultante (voir PFS) juste après la modélisation des actions mécaniques.
Pour les moments : pour pouvoir appliquer le théorème du moment (voir PFS), il faut impérativement que les moments soient écrit au même point.
Pour écrire le moment en A en un point B quelconque, il faut appliquer la relation :

$$\overrightarrow{M_{B(\text{ext}\rightarrow S)}} = \overrightarrow{M_{A(\text{ext}\rightarrow S)}} + \overrightarrow{BA} \wedge \overrightarrow{R_{(\text{ext}\rightarrow S)}}$$

$$\left|\begin{array}{l} L_{B(e\to S)} \\ M_{B(e\to S)} \\ N_{B(e\to S)} \end{array}\right. = \left|\begin{array}{l} L_{A(e\to S)} \\ M_{A(e\to S)} \\ N_{A(e\to S)} \end{array}\right. + \left|\begin{array}{l} a \\ b \\ c \end{array}\right. \wedge \left|\begin{array}{l} X_{c\to S} \\ Y_{e\to S} \\ Z_{e\to S} \end{array}\right. = \left|\begin{array}{l} L_{A(e\to S)} + bZ_{e\to S} - cY_{e\to S} \\ M_{A(e\to S)} + cX_{e\to S} - aZ_{e\to S} \\ N_{A(e\to S)} + aY_{e\to S} - bX_{e\to S} \end{array}\right.$$

20.4.2 Cas de la pesanteur

$$\{\mathfrak{I}_{\text{pesanteur}\to\text{solide}}\} : {}_G\left\{\begin{array}{cc} 0 & 0 \\ -mg & 0 \\ 0 & 0 \end{array}\right\}_{R(O,\,x,\,y,\,z)} \qquad \text{en N}$$

Puisque, en G et dans le repère R : $\vec{P} \left|\begin{array}{c} 0 \\ -mg \\ 0 \end{array}\right.$ et le moment est nul.

20.4.3 Cas d'un couple pur

Les deux façons de noter un couple pur sont indiquées dans le tableau 20.2 : on dessine soit une flèche indiquant la rotation, soit un vecteur avec ligne double pour le représenter.

La notation du torseur dans cet exemple est la suivante :

$$\{\mathfrak{I}_{1\to 2}\} : {}_A\left\{\begin{array}{cc} 0 & 0 \\ 0 & 0 \\ 0 & C_{1\to 2} \end{array}\right\}_{R(O,\,x,\,y,\,z)} \qquad \text{en N}\cdot\text{m}$$

20.4.4 Actions mécaniques de liaison

Les liaisons elles-mêmes peuvent transmettre des actions mécaniques. En effet, si elles n'ont pas de degré de liberté sur un axe, alors les liaisons transmettent une action.

Le tableau 20.2 résume les liaisons, leur torseur d'actions transmissibles et le nombre de degrés de liberté dans la liaison (liaisons sans jeu ni frottement ni adhérence, non déformables et géométriquement parfaites).

Tableau 20.2 – Modélisation des actions de liaison par un torseur.

Encastrement	$\{\mathfrak{I}_{1\to 2}\} : {}_A\left\{\begin{array}{ll} X_{A1\to 2} & L_{A1\to 2} \\ Y_{A1\to 2} & M_{A1\to 2} \\ Z_{A1\to 2} & N_{A1\to 2} \end{array}\right\}_{R(O,\,x,\,y,\,z)}$	Aucun degré de liberté
Glissière d'axe (A, *z*)	$\{\mathfrak{I}_{1\to 2}\} : {}_A\left\{\begin{array}{ll} X_{A1\to 2} & L_{A1\to 2} \\ Y_{A1\to 2} & M_{A1\to 2} \\ 0 & N_{A1\to 2} \end{array}\right\}_{R(O,\,x,\,y,\,z)}$	*Tz* possible
Pivot d'axe (A, *z*)	$\{\mathfrak{I}_{1\to 2}\} : {}_A\left\{\begin{array}{ll} X_{A1\to 2} & L_{A1\to 2} \\ Y_{A1\to 2} & M_{A1\to 2} \\ Z_{A1\to 2} & 0 \end{array}\right\}_{R(O,\,x,\,y,\,z)}$	*Rz* possible

Hélicoïdale d'axe (A, *z*)	$\{\Im_{1\to 2}\}: {}_A\begin{Bmatrix} X_{A1\to 2} & L_{A1\to 2} \\ Y_{A1\to 2} & M_{A1\to 2} \\ Z_{A1\to 2} & N_{A1\to 2} \end{Bmatrix}_{R(O,\,x,\,y,\,z)}$	*Rz* et *Tz* simultanément
Pivot glissant d'axe (A, *z*)	$\{\Im_{1\to 2}\}: {}_A\begin{Bmatrix} X_{A1\to 2} & L_{A1\to 2} \\ Y_{A1\to 2} & M_{A1\to 2} \\ 0 & 0 \end{Bmatrix}_{R(O,\,x,\,y,\,z)}$	*Rz* et *Tz*
Sphérique ou rotule en A	$\{\Im_{1\to 2}\}: {}_A\begin{Bmatrix} X_{A1\to 2} & 0 \\ Y_{A1\to 2} & 0 \\ Z_{A1\to 2} & 0 \end{Bmatrix}_{R(O,\,x,\,y,\,z)}$	*Rx*, *Ry* et *Rz*
Appui plan de normale (A, *y*)	$\{\Im_{1\to 2}\}: {}_A\begin{Bmatrix} 0 & L_{A1\to 2} \\ Y_{A1\to 2} & 0 \\ 0 & N_{A1\to 2} \end{Bmatrix}_{R(O,\,x,\,y,\,z)}$	*Ry*, *Tx* et *Tz*
Linéaire rectiligne de normale (A, *y*)	$\{\Im_{1\to 2}\}: {}_A\begin{Bmatrix} 0 & L_{A1\to 2} \\ Y_{A1\to 2} & 0 \\ 0 & 0 \end{Bmatrix}_{R(O,\,x,\,y,\,z)}$	*Tx*, *Tz*, *Ry* et *Rz*
Sphère cylindre	$\{\Im_{1\to 2}\}: {}_A\begin{Bmatrix} X_{A1\to 2} & 0 \\ Y_{A1\to 2} & 0 \\ 0 & 0 \end{Bmatrix}_{R(O,\,x,\,y,\,z)}$	*Tz*, *Rx*, *Ry* et *Rz*
Sphère plan ou ponctuelle de normale (A, *y*)	$\{\Im_{1\to 2}\}: {}_A\begin{Bmatrix} 0 & 0 \\ Y_{A1\to 2} & 0 \\ 0 & 0 \end{Bmatrix}_{R(O,\,x,\,y,\,z)}$	*Tx*, *Tz*, *Rx*, *Ry* et *Rz*

20.5 Principe fondamental de la statique (PFS)

Nous avons vu qu'un objet (ou solide) en équilibre est soumis à des actions mécaniques. Pour que cet objet soit absolument en équilibre, il faut que la somme des effets de ces actions soit nulle. En d'autres mots, aucune action ne doit modifier l'équilibre du solide.

Un solide est en équilibre si la somme des forces exercées sur ce solide est nulle :

$$\sum \overrightarrow{F_{(\text{extérieur} \to \text{solide})}} = \overrightarrow{F_{(S1\to S)}} + \overrightarrow{F_{(S2\to S)}} + \overrightarrow{F_{(S3\to S)}} + \ldots = \vec{0}$$

et si la somme des moments des forces exercées sur ce solide par rapport à un même point (par exemple le point A) est nulle :

$$\sum \overrightarrow{M_A \overrightarrow{F_{(\text{extérieur} \to \text{solide})}}} = \overrightarrow{M_A \overrightarrow{F_{(S1\to S)}}} + \overrightarrow{M_A \overrightarrow{F_{(S2\to S)}}} + \overrightarrow{M_A \overrightarrow{F_{(S3\to S)}}} + \ldots = \vec{0}$$

20.5.1 Notion d'isolement d'un système

Dans le cas de la statique graphique, on représente le système (objet) isolé par un dessin ou un schéma à une échelle définie. Cette représentation va permettre la modélisation et la détermination des actions extérieures agissant sur l'objet ou le système.
Prenons le cas du trapéziste (figure 20.14). Si l'étude porte sur l'ensemble {trapéziste + trapèze}, alors on obtient le **premier isolement**. Ainsi les actions mécaniques extérieures à cet ensemble sont : le poids du trapéziste et les tensions dans les cordes.

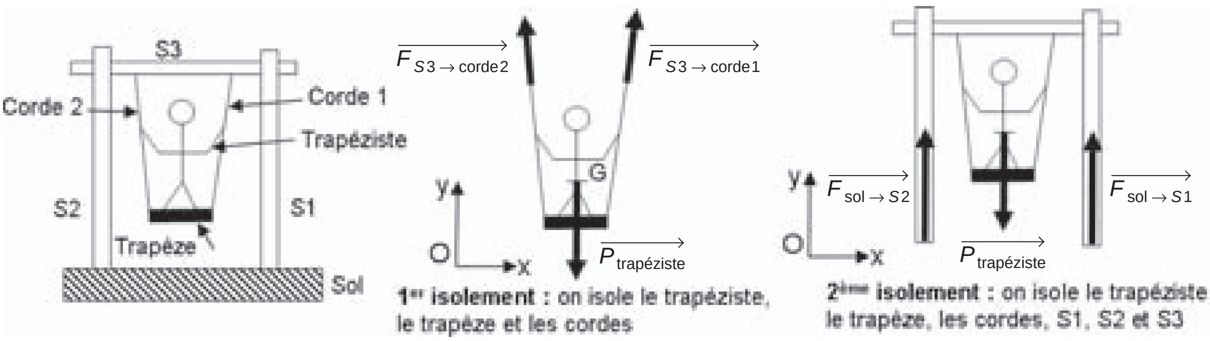


Figure 20.14 – Trapèze.

Par contre, si l'étude porte sur l'ensemble {trapéziste + trapèze + corde 1 + corde 2 + S_3 + S_1 + S_2}, on obtient un **deuxième isolement** différent du premier. Et dans ce cas, les actions dans les cordes deviennent des actions intérieures, elles ne sont donc pas prises en compte dans l'étude. Et, bien sûr, d'autres actions mécaniques extérieures apparaissent (efforts du sol sur S_1 et S_2).
Conclusion : on choisira judicieusement les frontières d'isolement afin de pouvoir déterminer les actions qui nous intéressent.

20.5.2 Principe des actions mutuelles

Lorsque deux solides sont en contact, l'action exercée par un des deux solides sur le deuxième est égale et opposée à l'action exercée par le deuxième objet sur le premier :

$$\overrightarrow{A_{1/2}} = -\overrightarrow{A_{2/1}}$$

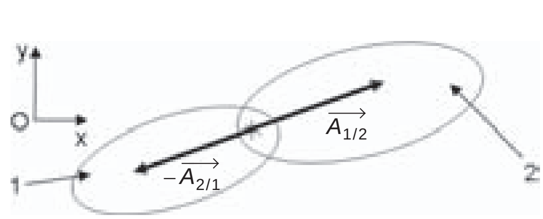


Figure 20.15 – Actions mutuelles.

Ce principe est aussi connu sous le nom de **principe de l'action-réaction**.

20.5.3 Cas d'un solide soumis à deux forces

Étudions un vérin travaillant en rentrée de tige, à la limite du mouvement (figure 20.16). On négligera l'adhérence des joints ainsi que le poids de la tige du vérin. Isolons l'ensemble {tige + piston}.

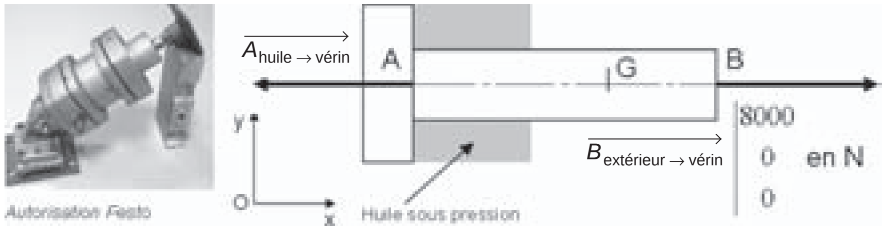


Figure 20.16 – Actions sur un vérin.

Faisons le bilan des actions mécaniques extérieures appliquées au système {tige + piston}. Dans une première approche, il est facile de deviner que sur cet ensemble agissent deux actions mécaniques :

- l'action de l'extérieur sur le vérin en B ;
- l'action due à la pression de l'huile sur le vérin en A.

L'action en B est connue : 8 000 N. Cette action est horizontale et dirigée vers la droite. Pour que le système soit en équilibre, il faut que l'action en B soit contrée par l'action en A et avec la même intensité, sinon, il y aura un mouvement du vérin.
La représentation graphique de l'équilibre du système {tige + piston} est donnée figure 20.16. Il est très important de représenter des vecteurs de même longueur, de même direction mais de sens opposés.
Ce qui nous amène à la règle suivante : **Une pièce soumise à deux forces extérieures (actions mécaniques extérieures) est en équilibre si ces deux forces ont une même direction, des sens opposés et des intensités égales.**
Dans le cas du vérin, ce résultat peut être consigné dans un tableau (tableau 20.3).

Tableau 20.3 – Actions mécaniques sur un vérin.

Action	Point d'application	Direction	Sens	Intensité
$\overrightarrow{B}_{extérieur \to vérin}$	B	Horizontale	Vers la droite	8 000 N
$\overrightarrow{A}_{extérieur \to vérin}$	A	Horizontale	Vers la gauche	8 000 N

20.5.4 Cas d'un solide soumis à trois forces concourantes

Une pièce soumise à trois forces extérieures est en équilibre :

- **si ces trois forces sont concourantes en un même point (non parallèles) ;**
- **si la somme vectorielle de ces forces forme un triangle** fermé.

Considérons par exemple une grue automotrice à laquelle est accrochée une charge de 10 tonnes (soit un poids de 100 000 N environ). Cette grue (figure 20.17) est composée d'un tracteur 0, d'une flèche 1, d'un vérin 2 et d'un crochet 3 (où la charge est accrochée).
Nous désirons connaître toutes les actions qui s'exercent sur la flèche 1.
Pour pouvoir résoudre ce problème, nous allons passer par plusieurs étapes. Cette résolution est graphique, il faudra donc apporter beaucoup de soin au tracé car la précision des résultats en dépend.

Remarque

Aucune échelle n'est respectée sur les figures de cet exemple.

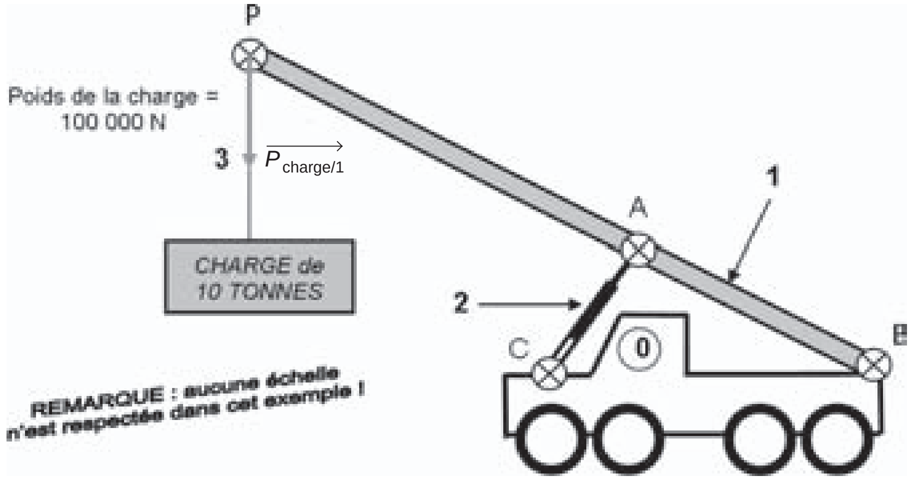


Figure 20.17 – Grue.

Hypothèse simplificatrice : les poids des différentes pièces sont négligeables par rapport au poids de la charge.

Faisons le bilan des actions mécaniques extérieures appliquées à la flèche 1 (tableau 20.4) :

- le poids de la charge (action à distance) en P : $\overrightarrow{P_{charge/1}}$ entièrement définie ;
- l'action du vérin (action de contact) en A : $\overrightarrow{A_{2/1}}$;
- l'action du tracteur (action de contact) en B : $\overrightarrow{B_{0/1}}$.

Tableau 20.4 – Actions mécaniques sur une grue.

Action	Point d'application	Direction	Sens	Intensité
$\overrightarrow{P_{charge/1}}$	P	Verticale	Vers le bas	100 000 N
$\overrightarrow{B_{0/1}}$	B	?	?	?
$\overrightarrow{A_{2/1}}$	A	?	?	?

Dans une première approche, on peut supposer que ces trois actions seront concourantes. Si ce n'est pas le cas, alors la résolution graphique n'est plus possible (voir paragraphe suivant).

1re étape : isolement d'un premier solide soumis à deux actions

Le vérin 2 n'est soumis qu'à deux actions de contact provenant des articulations en A et en C. D'après la règle du solide soumis à deux actions (figure 20.18), nous trouvons la direction de l'action $\overrightarrow{A_{2/1}}$.

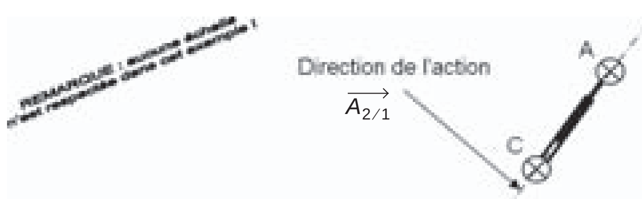


Figure 20.18 – Isolement d'un solide soumis à deux actions.

2e étape : résolution graphique du problème

On connaît une action totalement (direction, sens, intensité) : le poids de la charge ; et une autre partiellement (direction) : l'action du vérin sur la flèche $\overrightarrow{A_{2/1}}$. La flèche est en équilibre si les trois forces se croisent en un seul point (d'après la règle). Il faut donc que les directions des trois actions mécaniques soient concourantes en un seul point.

La figure 20.19 donne la résolution graphique.

Il suffit tout d'abord de prolonger les directions des actions de la charge/1 et du vérin/1, elles se croisent en un point I ; la droite qui passe par les points B et I est la direction de l'action du tracteur sur la flèche B, il faut la tracer.

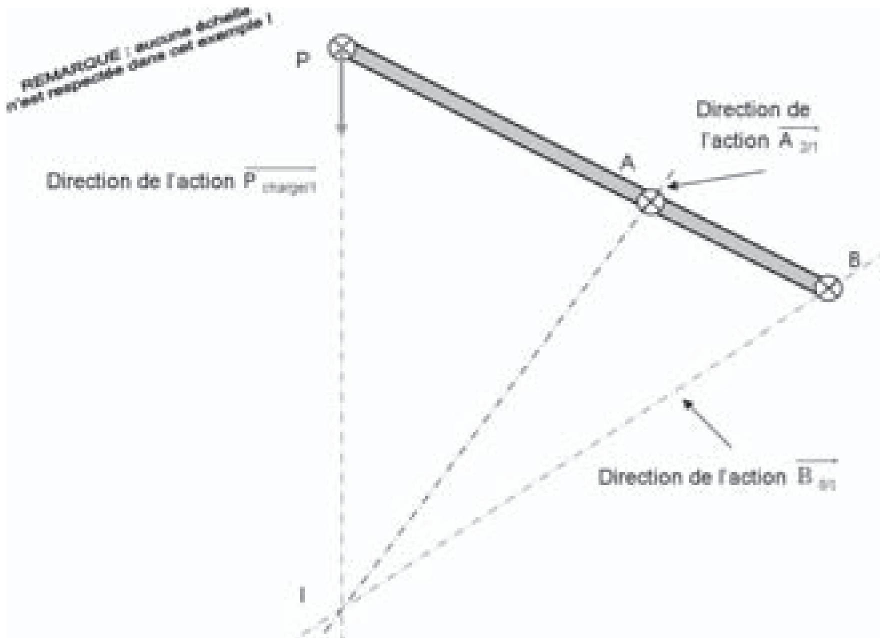


Figure 20.19 – Trois forces concourantes : résolution graphique des actions s'exerçant sur la flèche d'une grue.

Tableau 20.5 – Actions mécaniques sur la flèche d'une grue.

Action	Point d'application	Direction	Sens	Intensité
$\overrightarrow{P_{charge/1}}$	P	Verticale	Vers le bas	100 000 N
$\overrightarrow{B_{0/1}}$	B	(IB)	?	?
$\overrightarrow{A_{2/1}}$	A	(IA)	?	?

On constate dans le tableau 20.5 que la colonne direction est entièrement remplie, mais il manque les données concernant le sens et l'intensité de chaque action.

3e étape : tracé du triangle des forces

Pour trouver le sens et l'intensité de chaque action mécanique, il faut tracer le triangle des forces. Ce triangle doit être fermé, cela répond à la règle : **un solide est en équilibre si la somme vectorielle des forces appliquées est nulle**.

La démarche est la suivante :

- on choisit une échelle pour le tracé (par exemple, 1 cm = 100 N) ;
- on trace le vecteur connu (ici le poids) ;

- on place à une de ces extrémités la direction d'une des actions (par exemple, la direction de l'action vérin sur la flèche $\overrightarrow{A_{2/1}}$) ;
- on place à l'autre extrémité la direction de l'autre action (ici celle de l'action du tracteur sur la flèche $\overrightarrow{B_{0/1}}$) ;
- on trace les vecteurs de chaque action de manière à ce que cela forme une boucle fermée à sens unique ;
- on mesure leur longueur (attention à l'échelle) ;
- on complète le tableau des actions mécaniques (tableau 20.6).

La figure 20.20 donne le tracé du triangle des forces.

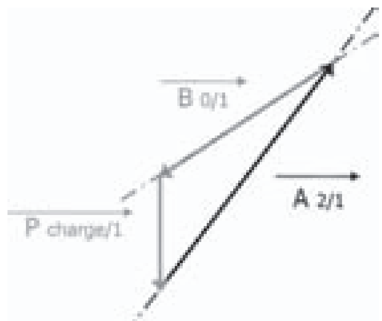


Figure 20.20 – Triangle des forces.

Tableau 20.6 – Actions mécaniques.

Action	Point d'application	Direction	Sens	Intensité
$\overrightarrow{P_{\text{charge}/1}}$	P	Verticale	Vers le bas	100 000 N
$\overrightarrow{B_{0/1}}$	B	(IB)	Vers le bas et la gauche	180 000 N
$\overrightarrow{A_{2/1}}$	A	(IA)	Vers le haut et la droite	210 000 N

Remarque : Les actions sont toutes déterminées (sens, direction, point d'application et intensité). Si la somme vectorielle des actions n'est pas nulle (triangle fermé) ou que ces actions ne se croisent pas en un seul point (forces concourantes), la grue va tomber.

20.5.5 Cas d'un solide soumis à trois forces parallèles

Soit un véhicule à l'arrêt (figure 20.21). Sa masse est de 1 700 kg. Après isolement du véhicule, le bilan des actions mécaniques extérieures révèle un système de trois forces parallèles :

- le poids du véhicule (action à distance) en G : $\overrightarrow{P_{\text{poids véhicule}}}$;
- l'action du sol (action de contact) en A : $\overrightarrow{A_{\text{sol/véhicule}}}$;
- l'action du sol (action de contact) en B : $\overrightarrow{B_{\text{sol/véhicule}}}$.

La seule action entièrement connue est le poids. Si le véhicule a une masse de 1 700 kg alors son poids est de 17 000 N (avec $g = 10\ \text{m/s}^2$).
Les autres actions doivent être déterminées, or dans ce cas il est impossible de résoudre graphiquement ce système car les forces ne sont pas concourantes. Il faut passer par les deux équations du principe fondamental de la statique.

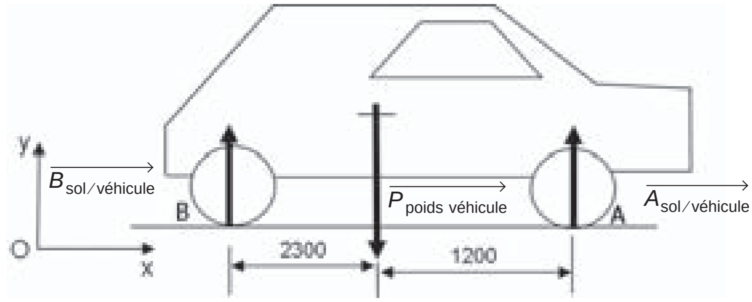


Figure 20.21 – Forces parallèles s'exerçant sur une automobile.

Voici l'écriture de la somme des forces :

$$\vec{S} = \overrightarrow{P_{\text{poids véhicule}}} + \overrightarrow{A_{\text{sol/véhicule}}} + \overrightarrow{B_{\text{sol/véhicule}}} = \vec{0}$$

ce qui donne en projection sur l'axe y :

$$-17\,000 + A_{\text{sol/véhicule}} + B_{\text{sol/véhicule}} = 0$$

Dans cette équation, les inconnues sont toujours prises en compte comme étant positives. Ainsi les actions en A et en B ont un signe + par hypothèse : cela sera vérifié par le calcul.
Cette équation n'est pas suffisante car il reste deux inconnues, d'où l'écriture de l'équation de la somme des moments (au point B par exemple) :

$$\overrightarrow{M(F_{\text{ext}})_B} = \overrightarrow{M_B(\overrightarrow{P_{\text{poids véhicule}}})} + \overrightarrow{M_B(\overrightarrow{A_{\text{sol/véhicule}}})} + \overrightarrow{M_B(\overrightarrow{B_{\text{sol/véhicule}}})} = \vec{0}$$

Attention : Il est important d'écrire la somme des moments en un même point et surtout en un point où se trouve une action inconnue.

Ce qui donne en projection sur l'axe z :

$$-17\,000 \times 2{,}3 + A_{\text{sol/véhicule}} \times (2{,}3 + 1{,}2) + B_{\text{sol/véhicule}} \times 0 = 0$$

On arrive facilement à déterminer l'action en A :

$$A_{\text{sol/véhicule}} = \frac{17\,000 \times 2{,}3}{(2{,}3 + 1{,}2)} = 11\,171{,}4 \text{ N} \approx 11\,170 \text{ N}$$

Cette action est positive, donc orientée vers le haut. En reprenant ce résultat dans la première équation, on obtient facilement l'action en B :

$$B_{\text{sol/véhicule}} = 17\,000 - 11\,171{,}4 = 5\,828{,}6 \text{ N} \approx 5\,830 \text{ N}$$

Cette action est également positive, mais d'intensité moindre que l'action en A, d'où leur représentation sur la figure.
Conclusion : dans le cas d'un solide soumis à trois forces parallèles, il faut utiliser les équations du principe fondamental de la statique.

20.6 Frottement et adhérence

Lorsque deux solides sont en contact et qu'il se produit un mouvement relatif entre eux (glissement), on dit qu'il y a **frottement**. Lorsqu'il y a seulement une tendance au déplacement mais que les solides n'ont pas de mouvements relatifs, on dit qu'il y a **adhérence** (figure 20.22). En statique, c'est l'adhérence ou l'absence de frottement qui nous intéresse :

- φ_a est l'angle limite d'adhérence, déterminé par l'expérience ou donné par les constructeurs ; il dépend uniquement de la nature des pièces en contact ;
- φ_f est l'angle de frottement, déterminé par l'expérience ou donné par les constructeurs ; il dépend uniquement de la nature des pièces en contact ;
- φ est l'angle d'inclinaison de la résultante de contact.

Les angles φ_a et φ_f dépendent de la nature des matériaux en contact, ils sont donc valables dans toutes les directions (tableau 20.7). On parle alors des cônes d'adhérence et de frottement.

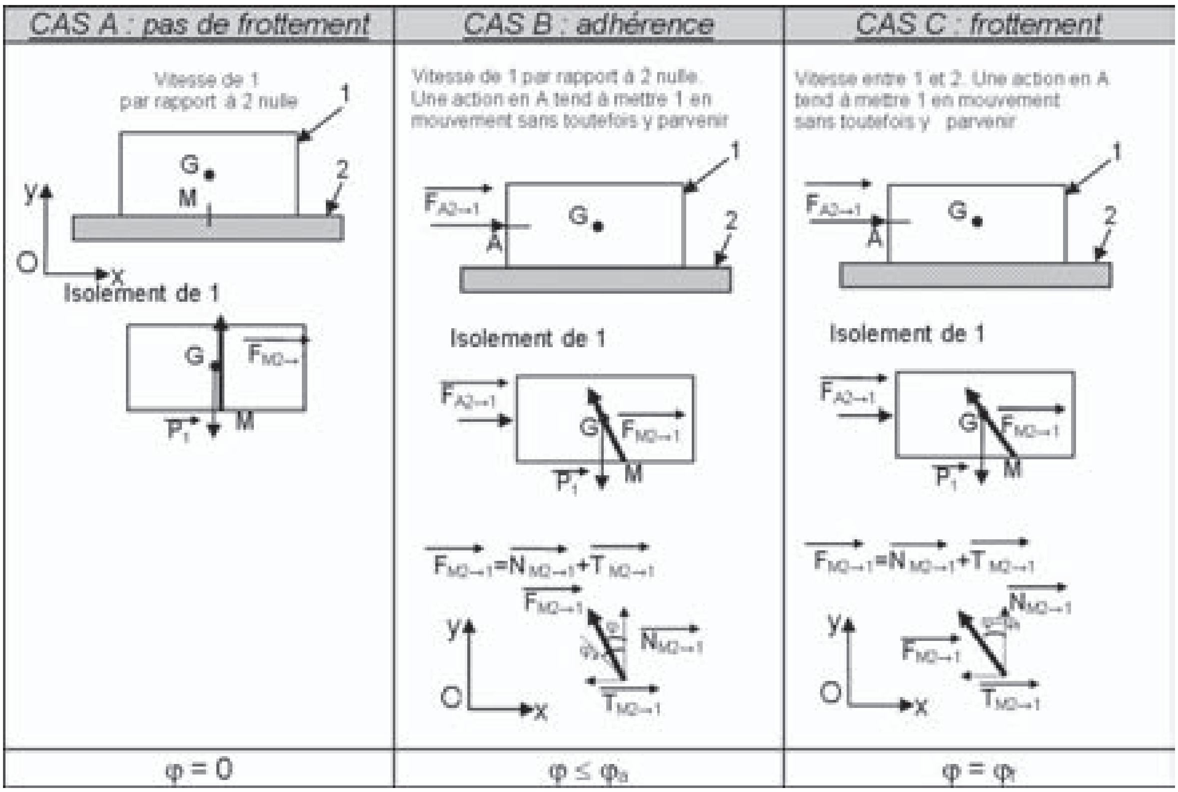


Figure 20.22 – Cas du frottement et de l'adhérence.

Remarques

- La composante normale *N* est constante dans les trois cas.
- $\tan\varphi = \frac{T}{N}$; si l'on pose $\tan\varphi = \mu$, alors $T = \mu \cdot N$.
- L'effort tangentiel *T* s'oppose toujours au mouvement.

L'évolution de l'effort tangentiel en fonction de la résultante de contact entre 2 et 1 est donnée à la figure 20.23.

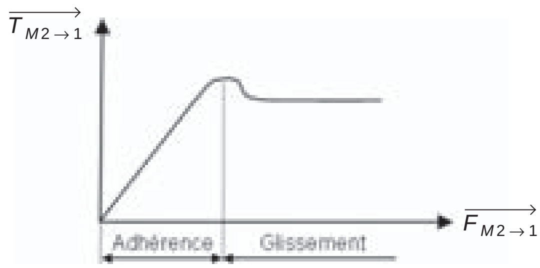


Figure 20.23 – Limite d'adhérence.

Tableau 20.7 – Coefficients d'adhérence et de frottement.

Nature des matériaux	μ_a	μ_f
Pneu sur route sèche	0,8	0,6
Nylon sur acier sec	0,44	0,35
Acier sur acier sec	0,18	0,15
Plastique sur plastique lubrifié	0,06	0,05

Exercice type

Statique graphique

On cherche par **résolution graphique** à déterminer les actions sur un casse-noix en vue de déterminer s'il est correctement dimensionné (figure 20.24 ; voir aussi le chapitre 23 sur la résistance des matériaux).

On fait les hypothèses suivantes :

- les liaisons sont parfaites (sans jeu ni adhérence) ;
- les solides sont indéformables et géométriquement parfaits ;
- le poids propre des pièces est négligé ;
- l'action de l'homme sur le levier 1 vaut 150 N.

Q1) Effectuez le bilan des actions mécaniques extérieures appliquées au levier 1 isolé en complétant le tableau 20.8.

Tableau 20.8 – Actions mécaniques sur un casse-noix.

Vecteur force	Point d'application	Direction	Sens	Norme (ou intensité) en N
$\overrightarrow{A_{\text{homme} \to \text{levier 1}}}$				
$\overrightarrow{B_{\text{noix} \to \text{levier 1}}}$				
$\overrightarrow{C_{\text{levier 2} \to \text{levier 1}}}$				

Q2) Comment doivent être les trois forces sur le levier 1 pour que celui-ci soit en équilibre ?

Q3) Tracez les directions des trois actions sur le levier 1.

Q4) Appliquez le principe fondamental de la statique en traçant le triangle des forces appliquées au levier 1 (1 cm pour 30 N).

Q5) Déduisez les valeurs des différentes actions et complétez le tableau de la question 1.

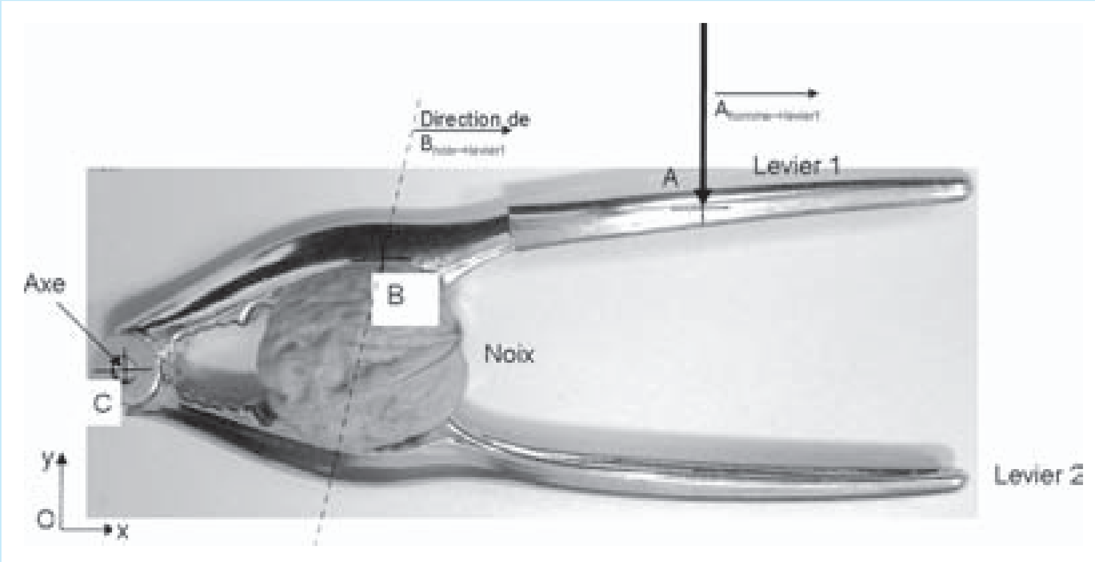


Figure 20.24 – Casse-noix.

Reportez-vous aux réponses pages 353-354.

Pour aller plus loin

Déterminez les actions de liaison sur le rotor de l'alternateur soumis à trois forces parallèles, et notamment à la tension de la courroie.

Voir aussi : presse-agrumes, si l'on suppose le mécanisme coincé, plate-forme élévatrice à la limite de l'équilibre, grue d'atelier, système de la presse hydraulique manuelle, chape de vérin, balance romaine, casse-noix.

Exercice type

Statique analytique

On cherche à déterminer par **résolution analytique** les actions sur un casse-noix en vue de déterminer s'il est correctement dimensionné (figure 20.25 ; voir aussi le chapitre 23 sur la résistance des matériaux).

On fait les hypothèses suivantes :

- les liaisons sont parfaites (sans jeu ni adhérence) ;
- les solides sont indéformables et géométriquement parfaits ;
- le poids propre des pièces est négligé ;
- les trois actions appliquées au levier 1 sont verticales ;
- l'action de l'homme sur le levier 1 vaut 150 N au point A.

Q1) Effectuez le bilan des actions mécaniques extérieures appliquées au levier 1 isolé en complétant les vecteurs suivants :

$$\overrightarrow{A_{\text{homme} \to \text{levier 1}}} \begin{vmatrix} \dots\dots\dots \\ \dots\dots\dots \\ \dots\dots\dots \end{vmatrix}_{A,R}$$

$$\overrightarrow{B_{\text{noix} \to \text{levier 1}}} \begin{vmatrix} \dots\dots\dots \\ \dots\dots\dots \\ \dots\dots\dots \end{vmatrix}_{B,R}$$

$$\overrightarrow{C_{\text{levier 2} \to \text{levier 1}}} \begin{vmatrix} \dots\dots\dots \\ \dots\dots\dots \\ \dots\dots\dots \end{vmatrix}_{C,R}$$

Q2) Écrivez la somme des forces = 0 en projection sur l'axe *y*.

Q3) Peut-on résoudre uniquement avec la somme des forces ? Pourquoi ?

Q4) Écrivez la somme des moments au point C = 0 en projection sur l'axe *z*.

Q5) Résolvez le système et déterminez les inconnues $YB_{\text{noix} \to \text{levier 1}}$ et $YC_{\text{levier 2} \to \text{levier 1}}$.

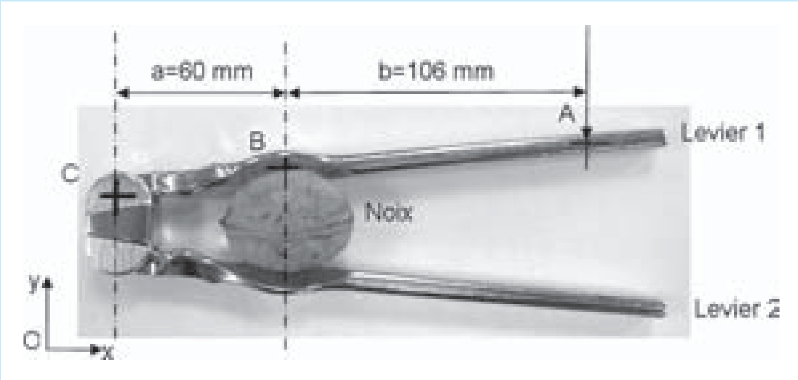


Figure 20.25 – Casse-noix.

Reportez-vous aux réponses page 354.

Pour aller plus loin

Déterminez les actions de liaison sur un solide soumis à trois forces concourantes : tripode d'automobile à l'équilibre, grue d'atelier, casse-noix, pompe à balancier à la limite du mouvement.

Voir aussi : injecteur diesel.

Activités sur Internet :

http://www.listepgm.org – http://sti.ac-Montpellier.fr – http://isabtp.univ-pau.fr

Cinématique : étude de la position et du mouvement des solides par rapport à un repère

21

Plan

Le mot cinématique vient du grec *kinêma*, mouvement. Ses unités de base sont le mètre et la seconde.

La **mesure du temps** est une priorité pour l'avènement de la cinématique : le cadran solaire et la clepsydre, horloge à eau, ont été vraisemblablement élaborés en Égypte antique. Les lampes à huile, les bougies, les sabliers sont d'autres moyens que nos ancêtres utilisaient pour mesurer le temps.

Christiaan Huyghens (1629-1695) élabore une horloge à pendule en 1658. Aujourd'hui, nous mesurons le temps beaucoup plus précisément avec les atomes de césium dans les horloges atomiques.

La **mesure des longueurs et des masses** fait référence au système métrique.

Les Celtes commencent dès 6000 avant J.-C. à étudier le mouvement des astres. Pour Aristote et Ptolémée, le Soleil tournait autour de la Terre en précisant que celle-ci était ronde (géocentrisme, figure 21.1).

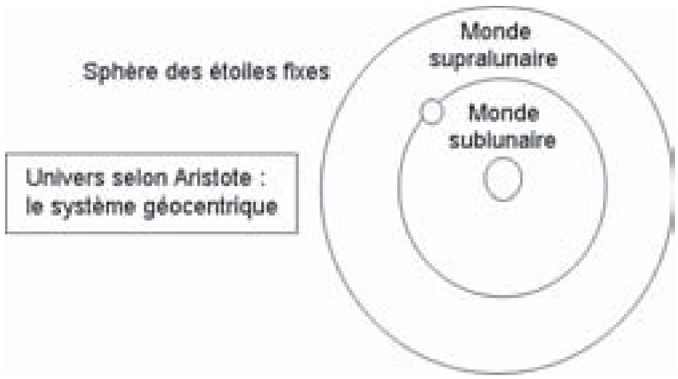


Figure 21.1 – L'Univers selon Aristote.

Nicolas Copernic (1473-1543) est le premier à la Renaissance à affirmer que la Terre tourne autour du Soleil (système héliocentrique, figure 21.2). Galilée (1564-1642) formule les équations du mouvement dans le cas du solide en translation linéaire rectiligne uniformément accéléré (figure 21.3).

Johannes Kepler prédit la position des astres en fonction de la taille de leur orbite.

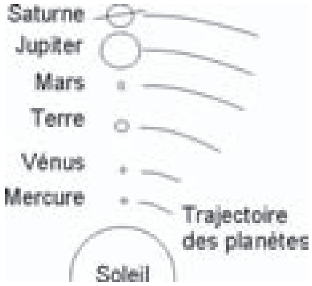


Figure 21.2 – Système héliocentrique.

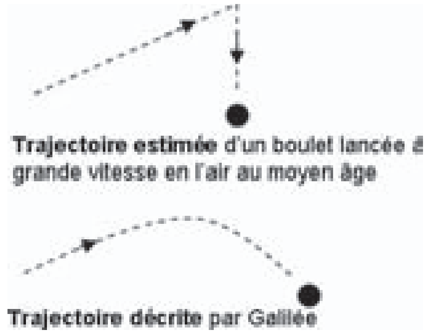


Figure 21.3 – Trajectoires.

21.1 Définitions

La cinématique est la partie de la mécanique étudiant **le mouvement des solides indépendamment des forces qui les engendre**. La cinématique doit nous aider à retrouver la **position**, la **vitesse** et l'**accélération** des solides au cours du temps (par exemple l'accélération de la nacelle de la plate-forme élévatrice vue au chapitre 16 pour déterminer la déformation des galets par une étude de dynamique et de résistance des matériaux).

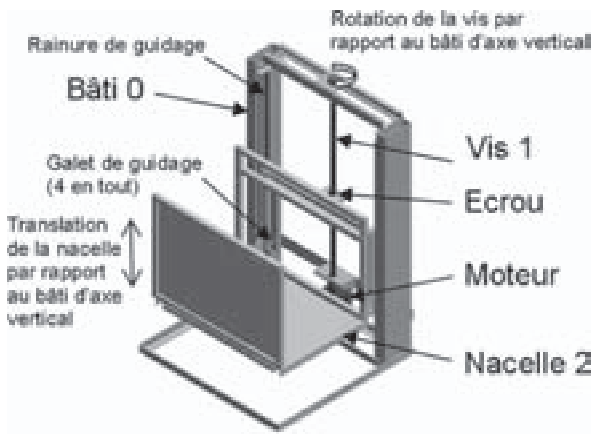


Figure 21.4 – Plate-forme élévatrice.

Les unités du système international importantes en cinématique sont :

- le mètre (m) pour la position (*x*, *y* ou *z*) d'un solide dans un repère imposé et le radian (rad) pour la position angulaire ;
- le mètre par seconde (m/s) pour la vitesse (*v*) d'un solide par rapport à un repère et le radian par seconde (rad/s) pour la vitesse de rotation ;
- le mètre par seconde au carré (m/s^2) pour l'accélération (*a*) d'un solide par rapport à un repère et le radian par seconde au carré (rad/s^2) pour l'accélération angulaire ;
- la seconde (s) pour le temps (*t*).

Remarque sur le temps

Contrairement à la mécanique relativiste, la mécanique des solides « classique » considère le temps comme absolu et uniforme (les vitesses des solides étant très faibles par rapport à la vitesse de la lumière).

21.2 Rotation et translation

Les deux mouvements simples sont :

- le mouvement de **rotation** (dont on précise le centre et l'axe de rotation) ;
- le mouvement de **translation** (dont on précise la droite ou l'axe de translation).

Si le solide est accéléré ou décéléré, on nommera les mouvements : **MTRUV** (mouvement de translation rectiligne uniformément varié) et **MRUV** (mouvement de rotation uniformément varié).
Si le solide est à vitesse constante, on nommera les mouvements : **MTRU** (mouvement de translation rectiligne uniforme) et **MRU** (mouvement de rotation uniforme) :

- pour une voiture en mouvement de translation de droite horizontale par rapport au sol : on notera ce mouvement M^{vt} voiture/sol ;
- pour le rotor d'un moteur électrique en mouvement de rotation par rapport au stator autour de son axe de rotation : on notera ce mouvement M^{vt} rotor/stator.

Dans un repère orthonormé à trois axes R (O, x, y, z), il y a trois rotations (Rx, Ry, Rz) et trois translations possibles (Tx, Ty, Tz) (figure 21.5). La nacelle de la plate-forme élévatrice (figure 21.4) est un exemple de translation d'axe vertical.

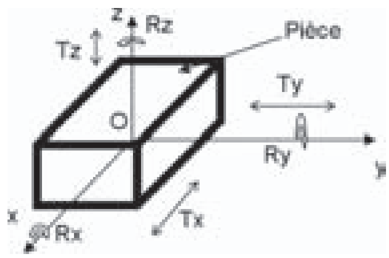


Figure 21.5 – Mouvements dans un repère.

21.3 Repère absolu et repères utilisés

Il est important de constater que le mouvement d'une pièce (ou repère) est relatif à une autre pièce (ou un autre repère). Un **repère** est donc souvent utilisé pour préciser la **référence** par rapport à laquelle se situe le **mouvement**.
Tout référentiel en translation par rapport à un référentiel galiléen (référentiel absolu) est lui-même galiléen. Le référentiel terrestre n'est pas un repère galiléen. En effet, la Terre est en mouvement de rotation sur elle-même et autour du Soleil. Cependant, pour la majorité des études terrestres, on prendra avec une très bonne approximation le repère terrestre comme repère absolu.

21.4 Trajectoires

La ligne correspondant aux positions prises par le point d'une pièce en mouvement sera nommée **trajectoire** (figure 21.6).



Figure 21.6 – Trajectoire de la mine de crayon.

La trajectoire sera notée : $T_{A\ 2/1}$ (trajectoire du point A lié à la pièce 2 dans son mouvement par rapport à la pièce 1). Deux trajectoires simples sont possibles (figure 21.7) :

- les **droites**, pour les mouvements de translation, dont il faut préciser le support, c'est-à-dire deux points ou un axe du repère ou une orientation (horizontale, verticale, d'inclinaison 8° par rapport à la verticale…) ;
- les **cercles**, pour les mouvements de rotation, dont il faut préciser le centre de rotation et le rayon.

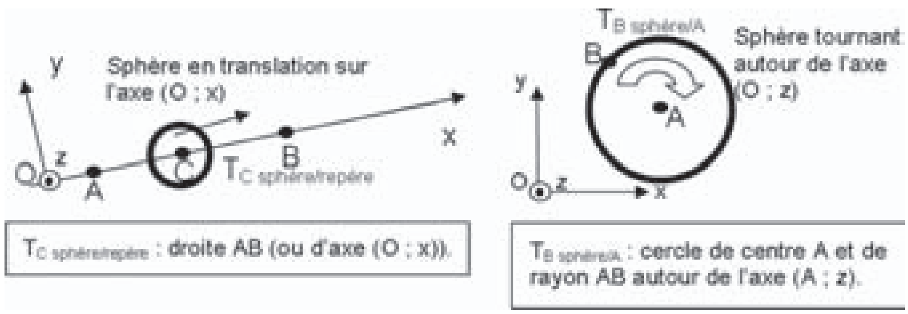


Figure 21.7 – Trajectoires simples.

Les mouvements combinés peuvent entraîner des trajectoires plus compliquées (épicycloïde, ellipse…). Prenons l'exemple de la Terre autour du Soleil (figure 21.8) :

- $T_{B\ terre/soleil}$, la trajectoire du point B centre de la Terre dans son mouvement par rapport au Soleil est une ellipse (orbite de la Terre). Cette **ellipse** est « dessinée » par les forces de gravitation.
- $T_{C\ terre/soleil}$, la trajectoire du point C lié à la surface de la Terre dans son mouvement par rapport au Soleil est une **épicycloïde** (figure 21.9).
- La trajectoire d'un homme faisant le tour de la Terre en avion par rapport à la Terre est un cercle de centre B et de rayon approximatif BC (figure 21.8).

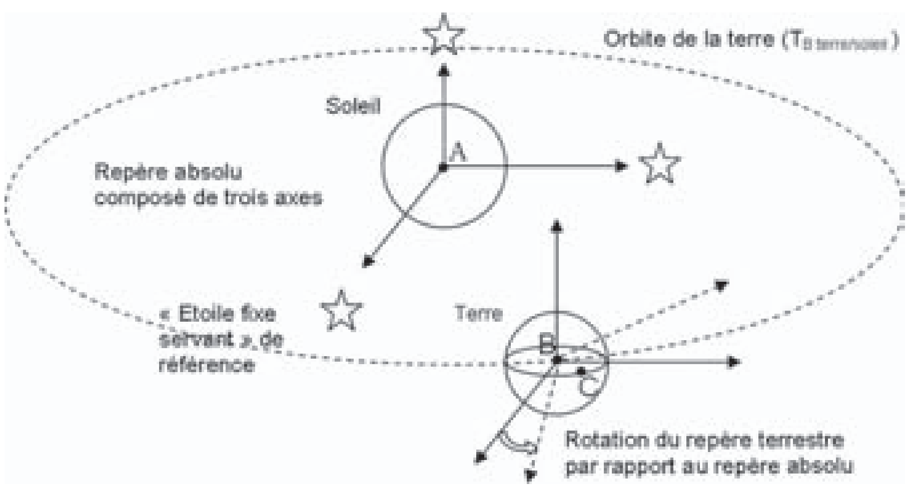


Figure 21.8 – Mouvements de la Terre.

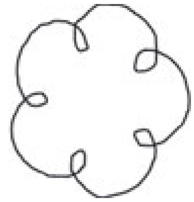


Figure 21.9 – Épicycloïde.

21.5 Détermination des vitesses

21.5.1 Vitesse moyenne et vitesse instantanée

La vitesse moyenne d'un solide représente la vitesse entre deux points. Par exemple, une voiture qui met 10 heures pour faire 1 000 km fera du 100 km/h. Cependant, cette vitesse moyenne ne nous permet pas de dire qu'au kilomètre 500, la voiture faisait du 100 km/h. Peut-être était-elle arrêtée à un péage. La vitesse au kilomètre 500 précisément s'appelle vitesse instantanée. La vitesse instantanée représente en fait une vitesse moyenne mais entre deux points infiniment proches l'un de l'autre.

21.5.2 Accélération en mouvement de translation rectiligne uniformément varié (MTRUV)

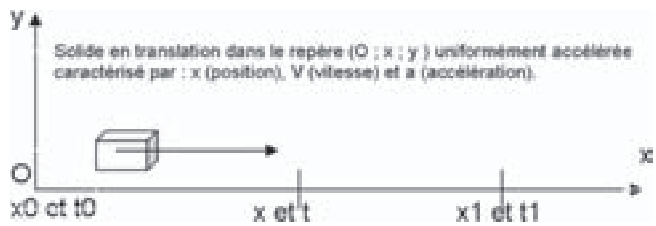


Figure 21.10 – MTRUV.

L'accélération d'un solide en mouvement par rapport à un repère sera toujours considérée constante dans ce cours (par exemple une voiture en phase d'accélération) :

$$\boxed{a = \text{constante}} \quad \text{en m/s}^2 \text{ ou m} \cdot \text{s}^{-2} \qquad (1)$$

Par exemple, l'accélération de la pesanteur vaut environ 9,81 m/s^2 sur la Terre et 1,62 m/s^2 sur la Lune. Un solide lâché dans l'atmosphère est donc censé accélérer perpétuellement mais la résistance du milieu, la masse de l'objet et sa forme vont conditionner la limite de l'accélération.

21.5.3 Vitesse instantanée en mouvement de translation rectiligne uniformément varié

$$\boxed{V_{\text{pièce}\,1/\text{pièce}\,2} = a\,t + V_{0\,(\text{pièce}\,1/\text{pièce}\,2)}} \qquad (2)$$

avec $V_{0\ \text{pièce}\,1/\text{pièce}\,2}$ la vitesse à l'instant initial t_0 de la pièce 1 par rapport à la pièce 2 (en m/s) ; t le temps d'accélération (en s) à l'instant considéré par rapport à t_0 ; a l'accélération en m/s^2 ; $V_{\text{pièce}\,1/\text{pièce}\,2}$ la vitesse à l'instant considéré (en m/s).

Si l'accélération est nulle : $V_{\text{pièce 1/pièce 2}} = V_{0\,(\text{pièce 1/pièce 2})}$.
La vitesse moyenne entre deux points éloignés peut s'écrire :

$$V_{\text{moy solide}/R} = \frac{d_2 - d_1}{t_2 - t_1} = \frac{x_2 - x_1}{t_2 - t_1} = \frac{\text{distance parcourue}}{\text{temps de parcours}}$$

avec V_{moy} la vitesse moyenne en m/s ; d (ou x) la distance en m ; t le temps en s.

21.5.4 Position en mouvement de translation rectiligne uniformément varié

La position d'un solide en mouvement par rapport à un repère est déterminée par la relation suivante :

$$x = \frac{a\,t^2}{2} + V_{0\,(\text{pièce 1/pièce 2})}t + x_0 \qquad (3)$$

avec x la position à l'instant considéré t en m ; t le temps d'accélération ou de vitesse en s à l'instant considéré par rapport à t_0 ; a l'accélération en m/s^2 ; $V_{\text{pièce 1/pièce 2}}$ la vitesse à l'instant considéré en m/s ; x_0 la position à l'instant initial t_0 en m.

21.5.5 Accélération angulaire en mouvement de rotation uniformément varié (MRUV)

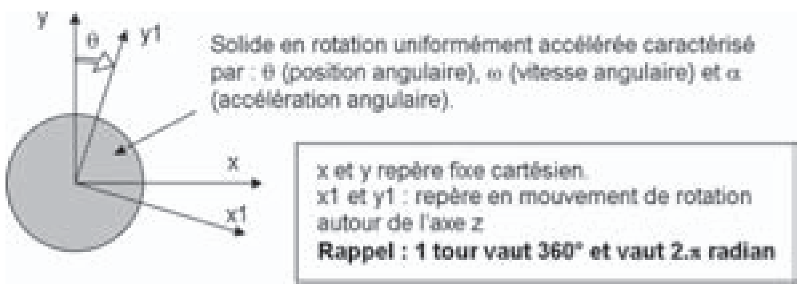


Figure 21.11 – MRUV.

L'accélération angulaire d'un solide en mouvement de rotation (figure 21.11) par rapport à un repère sera toujours considérée constante dans ce cours (cas par exemple du rotor d'un moteur électrique lors de son démarrage) :

$$\alpha = \text{constante} \qquad (1)$$

où α est l'accélération angulaire en rad/s^2. Exemple : l'accélération de Corriolis.

21.5.6 Vitesse angulaire instantanée en mouvement de rotation uniformément varié

$$\omega_{\text{pièce 1/pièce 2}} = \alpha\,t + \omega_{0\,(\text{pièce 1/pièce 2})}$$

où $\omega_{0\ \text{pièce 1/pièce 2}}$ est la vitesse à l'instant initial t_0 de la pièce 1 par rapport à la pièce 2 (en radian/s) ; t le temps d'accélération (en s) à l'instant considéré par rapport à t_0 ; α l'accélération en rad/s^2 ; $\omega_{\text{pièce 1/pièce 2}}$ la vitesse à l'instant considéré (en rad/s).
La vitesse angulaire moyenne entre deux positions angulaires éloignées s'écrit :

$$N_{\text{moy solide}/R} = \frac{n_2 - n_1}{t_2 - t_1} = \frac{\text{nombre de tours parcourus}}{\text{temps de parcours}}$$

avec N_{moy} la vitesse angulaire moyenne en tr/s ; n le nombre de tours parcourus ; t le temps en s.

21.5.7 Position angulaire en mouvement de rotation uniformément varié

La relation peut s'écrire sous la forme :

$$\theta = \frac{\alpha t^2}{2} + \omega_{0\,(\text{pièce 1/pièce 2})} t + \theta_0 \qquad (3)$$

avec t le temps d'accélération ou de vitesse (en s) à l'instant considéré par rapport à t_0 ; α l'accélération en m/s^2 ; $\omega_{\text{pièce 1/pièce 2}}$ la vitesse à l'instant considéré en rad/s ; θ_0 la position à l'instant initial t_0 en rad ; θ la position à l'instant considéré t en rad.

21.6 Méthodes graphiques de détermination des vitesses

21.6.1 Centre instantané de rotation

Cette méthode permet de déterminer, pour une pièce donnée et à un instant donné, les vitesses de tous les points de celle-ci, ainsi que le centre de rotation. Le centre de rotation n'est pas fixe au cours du temps mais il bouge.
Les vitesses sont représentées par des vecteurs sur le dessin de la pièce.
Un vecteur vitesse est caractérisé par (figure 21.12) :

- son point d'application (A) ;
- son sens (vers la droite) ;
- sa direction (inclinée par rapport à l'horizontale) ;
- sa norme (2 m/s par exemple).



Figure 21.12 – Vecteur vitesse.

Prenons l'exemple du système bielle manivelle (figure 21.13) d'une pompe. **On cherche à connaître la vitesse du piston à deux instants du fonctionnement de la pompe.**
On fait le bilan de ce que l'on connaît pour les vitesses. On connaît la vitesse de rotation du moteur qui entraîne le vilebrequin. On connaît alors entièrement la vitesse du point B du vilebrequin par rapport au bloc moteur. En effet :

- le point d'application est B ;
- la direction de la vitesse de ce point est perpendiculaire à la droite (CB) ;

- le sens est dirigé de la même manière que le sens de la rotation ;
- la norme de $V_{\text{B vilebrequin / bloc}} = CB \cdot \omega_{(\text{vilebrequin / bloc moteur})}$:

$$\text{avec} \quad \omega_{\text{vilebrequin / moteur}} = \frac{\pi N_{(\text{vilebrequin / moteur})}}{30}$$

où $N_{(\text{vilebrequin / bloc moteur})}$ est en tr/min et $\omega_{(\text{vilebrequin / moteur})}$ en rad/s.
On peut donc tracer la vitesse $V_{\text{B bielle / bloc}}$ en respectant l'échelle donnée (figure 21.13).

On remarque par ailleurs que : $V_{\text{B bielle / bloc}} = V_{\text{B vilebrequin / bloc}}$.

Pour la vitesse $V_{\text{A bielle / bloc}}$, on connaît :

- son point d'application (A) ;
- sa direction (verticale) et on la trace ;
- son sens (vers le haut ou vers le bas suivant qu'on est en refoulement ou aspiration, respectivement).

Sa norme est inconnue, c'est-à-dire qu'on ne sait pas à quelle vitesse se déplace le piston, et c'est ce que l'on cherche :

- On trace les perpendiculaires aux deux directions des vitesses de la bielle.
- L'intersection de ces deux droites nous donne le **centre instantané de rotation** : à ce moment précis, la bielle tourne autour de I1 pour la figure 21.13a, ou I2 pour la figure 21.13b.
- On rejoint I1 et le sommet du vecteur de $V_{\text{B bielle / bloc}}$.
- Avec un compas, on reporte la distance $x = \text{I1A}$ sur la droite I1C, on obtient le point J.
- On trace alors un vecteur partant du point J et joignant la droite tracée.
- Ce vecteur représente la vitesse du point A de la bielle par rapport au bloc moteur et on peut la reporter en A.

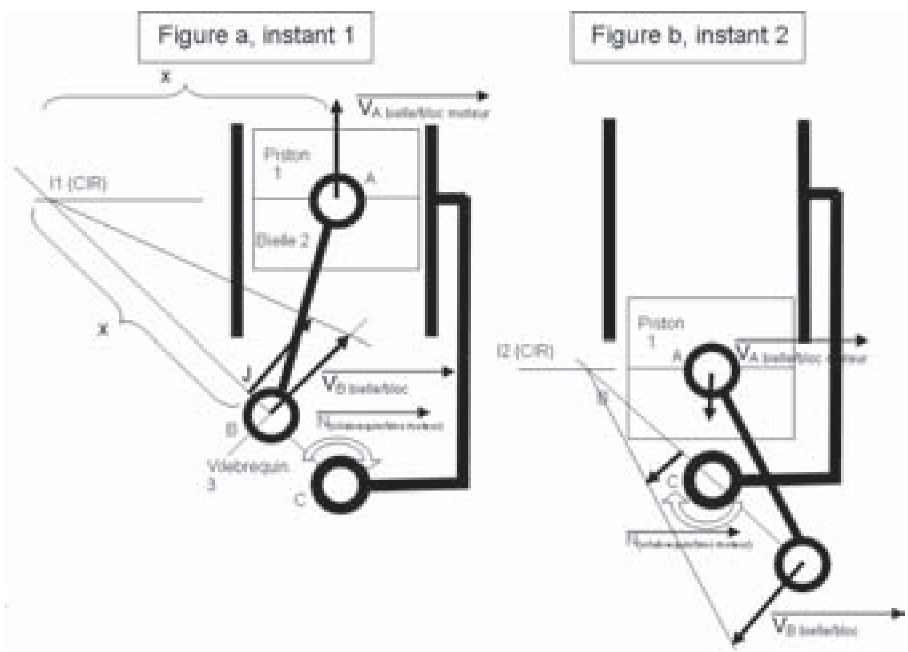


Figure 21.13 – Centre instantané de rotation de la bielle d'une pompe.

Remarques

- I1 et I2 montrent que la bielle tourne autour d'un point mobile dans l'espace.
- Les vitesses $V_{B \text{ bielle / bloc}}$ entre les deux instants sont identiques, ce qui est compréhensible puisque le moteur entraînant le vilebrequin tourne toujours à la même vitesse.
- Les vitesses $V_{A \text{ bielle / bloc}}$ entre les deux instants sont différentes, la vitesse du piston varie donc en fonction de la position du vilebrequin.
- Les points morts haut et bas engendrent $V_{A \text{ bielle / bloc}} = 0$ m/s .

21.6.2 Équiprojectivité

L'équiprojectivité donne les mêmes résultats que la méthode du centre instantané de rotation.

Le vecteur vitesse entièrement connu est projeté sur la droite joignant les deux points d'application des vitesses. Puis on reporte au niveau du vecteur vitesse dont la norme n'est pas connue.

Reprenons l'exemple de la pompe pour le centre instantané de rotation (figure 21.14) :

- On connaît entièrement $V_{B \text{ bielle/bloc}}$.
- On cherche $V_{A \text{ bielle/bloc}}$.
- On trace la droite (AB) car ce sont les deux points d'application.
- On projette perpendiculairement sur la droite (AB) la norme de $V_{B \text{ bielle/bloc}}$ (on a la distance x).
- On reporte x du même côté à partir du point A.
- Par projection, on en déduit $V_{A \text{ bielle/bloc}}$.

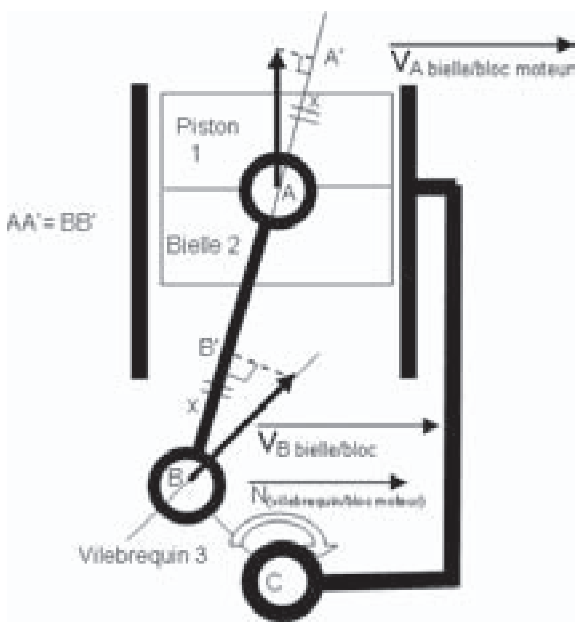


Figure 21.14 – Équiprojectivité.

Exercices types

MRUV

Considérons le moteur d'une automobile (figure 21.16). On cherche à déterminer les paramètres cinématiques pour dimensionner les pièces et les articulations par une étude de dynamique puis de RDM (voir chapitre 23).

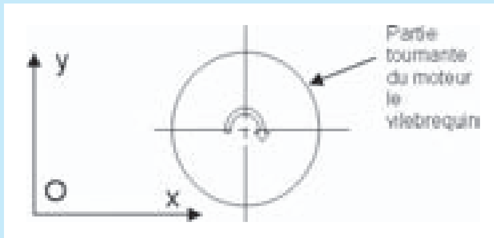


Figure 21.16 – Mouvement de rotation.

Complétez le tableau 21.1 et la courbe $N_{(\text{vilebrequin/voiture})} = f(t)$ sur la figure 21.17.

Tableau 21.1 – Exercice MRUV.

	Ralenti	**Régime maximum en 1re**
Vitesse de rotation en tr/min	$N_{1(\text{vilebrequin/voiture})} = 900$ tr/min	$N_{2(\text{vilebrequin/voiture})} = 6\,000$ tr/min
Vitesse de rotation en tr/s	$N_{1(\text{vilebrequin/voiture})} =$	$N_{2(\text{vilebrequin/voiture})} =$
Fréquence de rotation en rad/s	$\omega_{1(\text{vilebrequin/voiture})} =$	$\omega_{2(\text{vilebrequin/voiture})} =$
Phase 1 : accélération si l'on met 3 secondes pour passer du ralenti au régime maximum	$\alpha_1 =$	
Phase 2 : accélération si la vitesse se stabilise à 6 000 tr/min pendant 10 secondes	$\alpha_2 =$	
Phase 3 : décélération depuis 6 000 tr/min jusqu'à 2 000 tr/min en 5 secondes	$\alpha_3 =$	
Phase 1 : nombre de radians et de tours si l'on met 3 secondes pour passer du ralenti au régime maximum	θ_1 en rad n_1 en tr	
Phase 2 : nombre de radians et de tours si la vitesse se stabilise à 6 000 tr/min pendant 10 secondes	θ_2 en rad n_2 en tr	
Phase 3 : nombre de radians et de tours depuis 6 000 tr/min jusqu'à 2 000 tr/min en 5 secondes	θ_3 en rad n_3 en tr	
Temps total pour les trois phases	$t =$	
Nombre total de tours pour l'ensemble des trois phases	$n =$	
Vitesse de rotation moyenne	$N_{\text{moyenne}(\text{vilebrequin/voiture})} =$	

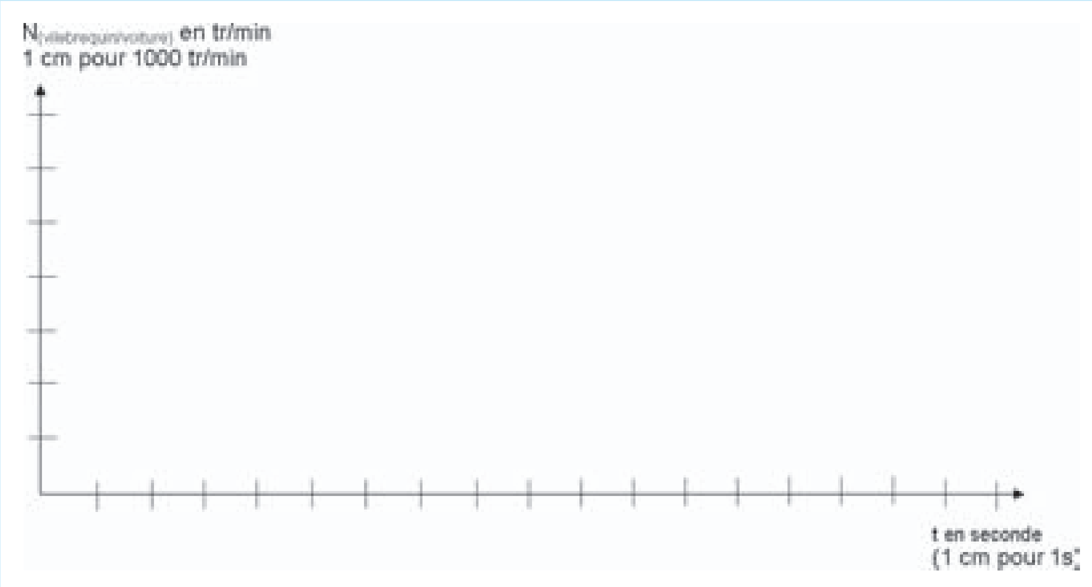


Figure 21.17 – Vitesse en fonction du temps.

Reportez-vous aux réponses page 355.

■ MTRUV

Considérons une voiture en accélération sur l'axe des *x* croissants :

- phase 1 : une voiture arrêtée accélère pendant 4 secondes et atteint la vitesse de 70 km/h ;
- phase 2 : elle reste à cette vitesse pendant 8 secondes ;
- phase 3 : elle freine pendant 5 secondes et sa vitesse vaut alors 15 km/h.

Q1) Déterminez les accélérations pour les trois phases (en m/s^2).

Q2) Déterminez les distances parcourues pour les trois phases (en m).

Q3) Déterminez le temps total du parcours (en s).

Q4) Déterminez la distance totale parcourue (en m).

Q5) Déterminez la vitesse moyenne (en km/h) sur l'ensemble du parcours.

Q6) Représentez la courbe de la vitesse en fonction du temps ($V_{instantanée} = f(t)$).

Q7) Représentez la vitesse moyenne en rouge sur une feuille séparée.

Q8) Trouvez la valeur de la vitesse instantanée à l'instant $t = 2$ s à partir du graphique.

Reportez-vous aux réponses pages 355-356.

Pour aller plus loin

Déterminez les positions vitesse ou accélération sur les supports suivants : une plate-forme élévatrice, une voiture ou son moteur en phase d'accélération ou de décélération, un système bielle-manivelle, un réducteur d'essuie-glace.

Activités pratiques : mesure de la position et du temps de chute d'un objet, calcul de la vitesse et de l'accélération.

Activités sur Internet :

http://www.listepgm.org – http://sti.ac-Montpellier.fr – http://isabtp.univ-pau.fr

Dynamique : étude du comportement des solides en mouvement par rapport à un repère

22

Plan

Compétences visées : ECSD1, ECSD2, ECSD3

Dynamique vient du grec *dunamis*, puissance.
Les astronomes et mécaniciens de la Renaissance se demandent pourquoi la Lune d'une masse énorme reste sur son orbite. Elle devrait soit tomber sur Terre, soit sortir de son orbite entraînée par son inertie.
Johannes Kepler puis Isaac Newton (1642-1727) pensent que la Lune est attirée vers la Terre, mais que son éloignement et sa masse l'empêchent de tomber sur Terre.
Newton énonce en 1687 la relation entre le poids d'un solide, sa masse et l'accélération de la pesanteur. Il établit aussi la **loi de la gravitation universelle** : deux corps exercent réciproquement une action à distance :

$$F_{2\to 1} = G\frac{m_1 m_2}{d^2}$$

avec G la constante de gravitation universelle telle que $G = 6{,}67 \times 10^{-11}\ \mathrm{m^3/(kg \cdot s^2)}$, m_1 et m_2 les masses des deux corps considérés en kg, $F_{2\to 1}$ les efforts d'attraction entre les deux corps en N et d la distance entre les deux corps en m.
Christiaan Huyghens (1629-1695) étudie la mesure du temps pendulaire et précise la notion de **moment d'inertie**, incontournable en dynamique.
Gottfried Wilhelm Leibniz (1646-1716) découvre le **calcul infinitésimal** (intégrales et dérivées).
Leonhard Euler (1707-1783) établit les fondements de la mécanique du point et de la mécanique des solides grâce à l'outil mathématique.
D'Alembert (1717-1783) puis Louis de Lagrange (1736-1813) généralisent les modèles de la mécanique grâce à l'outil mathématique (analyse vectorielle et infinitésimale). Lagrange participe à l'élaboration du système métrique en 1790.
Hermann von Helmholtz (1821-1894) définit les principes de l'**énergie potentielle** et de la **conservation de l'énergie**.
Albert Einstein, avec la théorie de la relativité, crée la mécanique moderne ou **mécanique relativiste**.

22.1 Énergétique

L'énergie vue au chapitre 19 représente l'énergie source permettant la mise en mouvement des solides ou la continuité de leur mouvement. Par exemple, une plate-forme élévatrice soumise à une force sera mise en mouvement à une certaine vitesse (figure 22.1). Cependant, un solide emmagasine de l'énergie lors de son mouvement. Ainsi, les énergies sources, **avant d'être effectives**, sont appelées **énergies potentielles**. Les énergies mécaniques sources **effectives** ainsi que les énergies emmagasinées lors des mouvements des solides sont appelées **énergies cinétiques**.
Par exemple, l'énergie hydraulique est une énergie potentielle. Elle est convertie en énergie électrique puis mécanique.

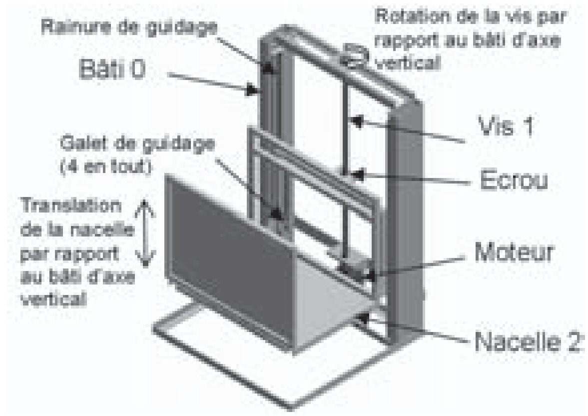


Figure 22.1 – Plate-forme élévatrice.

22.1.1 Travail d'une force sur une distance

Imaginons un cheval labourant un champ. Ce cheval développe une certaine force sur la longueur ℓ du champ. L'énergie dissipée par le cheval sur cette longueur pourra s'écrire :

$$\boxed{W_{\text{cheval/terre}} = F_{\text{terre} \to \text{cheval}}\,\ell}$$

soit le travail W (en J) d'une force F (en N) sur la distance ℓ du champ (en m).
Considérons le cas particulier du travail de la pesanteur sur un objet tombant d'une hauteur h (figure 22.2) :

$$\boxed{W_{\text{objet/sol}} = m\,g\,h}$$

C'est une énergie potentielle avant de tomber mais c'est une énergie cinétique quand le corps est en fin de chute. W est le travail de l'objet lors de sa chute en J, m la masse de l'objet en kg, g l'accélération de la pesanteur en m/s^2 (9,81 m/s^2) et h la hauteur de chute en m.

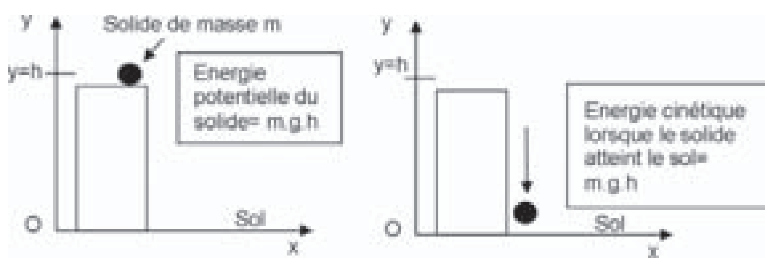


Figure 22.2 – Masse en chute libre.

Par exemple, l'énergie d'un objet de 100 g tombant de 10 m de haut est :

$$E_{\text{objet/sol}} = 0{,}1 \times 9{,}81 \times 10 = 9{,}81\text{ J}$$

22.1.2 Travail d'un couple autour d'un point

On serre un écrou sous un couple de 10 N · m sur un tour de clé. L'énergie dépensée est équivalente à :

$$\boxed{W_{\text{main/objet}} = C_{\text{main} \to \text{clé}} \cdot \theta}$$

c'est-à-dire le travail W de la main (en J) sur une rotation d'un angle θ (en rad) sous un couple C (en N · m).
Prenons l'exemple d'une clé (figure 22.3), avec $AB = r$:

$$\boxed{C_{B\,\text{main} \to \text{clé}} = r\,F_{\text{main} \to \text{clé}}} \quad \text{et} \quad xOx' = \theta$$

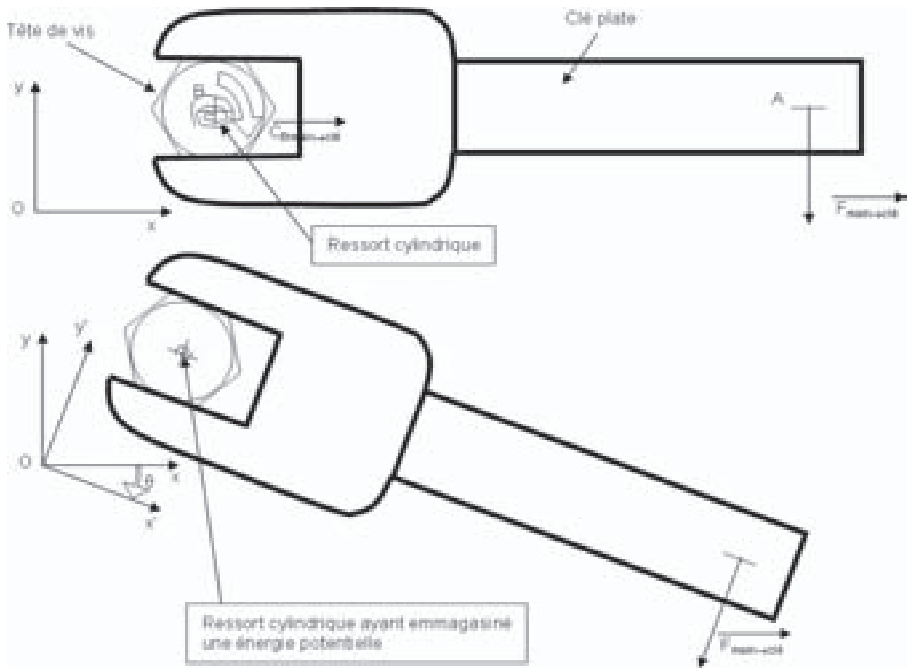


Figure 22.3 – Clé.

Si l'on tourne la clé plate sur la tête de la vis au couple constant C sur un angle θ et que la vis est montée sur un ressort de torsion, le ressort se comprime en emmagasinant l'énergie. Cette énergie reste potentielle si on ne lâche pas la clé. En revanche, si on lâche la clé, l'énergie est transmise à la clé qui va tourner toute seule. Cette énergie est une énergie cinétique.
On peut reprendre l'analogie avec un réveil mécanique : on emmagasine une énergie en tournant la molette à l'arrière sous un certain couple et sur plusieurs tours, $E = C\theta$, en J. Cette énergie est restituée lentement, petit à petit, aux aiguilles.
Imaginons que l'on serre un écrou sous un couple de 10 N · m sur un tour de clé. L'énergie dépensée par l'homme et emmagasiné par le ressort sera équivalente à :

$$E_{\text{main/objet}} = C_{\text{main} \to \text{clé}}\,\theta = 10 \times 2\pi = \mathbf{62{,}8\ J}$$

22.1.3 Énergie cinétique en mouvement de translation rectiligne uniforme

L'énergie cinétique E_c (en J) d'un véhicule de masse m (en kg) roulant à la vitesse V (en m/s) est :

$$\boxed{E_{c\ \text{solide/sol}} = \frac{1}{2}\,m\,V^2_{\text{solide/sol}}}$$

Par exemple, une voiture de 1 000 kg roulant à 100 km/h aura emmagasiné une énergie cinétique de :

$$E_c = 0,5 \times 1\,000 \times \frac{100\,000^2}{3\,600^2} = 385,8 \text{ kJ}$$

Pour freiner la voiture, il faudra absorber 385,8 kJ d'énergie cinétique dans les freins, sans tenir compte du frein moteur et en négligeant les frottements internes et externes du véhicule.

22.1.4 Énergie cinétique en mouvement de rotation uniforme

L'énergie cinétique E_c (en J) pour un solide de moment d'inertie J (en kg · m²) en rotation autour d'un axe fixe à la vitesse de rotation ω (en rad/s) est :

$$E_{c\text{ solide/sol}} = \frac{1}{2} J\, \omega^2_{\text{solide/sol}}$$

La détermination d'un moment d'inertie pour un solide cylindrique de révolution est :

$$J_{\text{cylindre/axe de révolution}} = \frac{mR^2}{2}$$

avec J en kg · m², m en kg et R en m². En général, l'inertie J est donnée dans les exercices.

Prenons l'exemple d'une toupie en acier ($\rho_{\text{acier}} = 7\,800 \text{ kg/m}^3$), de rayon 10 cm et d'épaisseur 10 mm lancée à une vitesse de 100 tr/min (figure 22.4). Pour déterminer la masse m, il faut passer par le calcul du volume V puis de la masse volumique ρ :

$$V_{\text{cylindre}} = \pi \cdot r^2 \cdot e \quad \text{et} \quad \rho = \frac{m}{V}$$

avec ρ en kg/m³ (8 000 kg/m³ pour les aciers), m en kg et V en m³.

$$m = \rho\, \pi\, R^2\, e = 8\,000\, \pi\, R^2\, e$$

$$J_{\text{cylindre/axe de révolution}} = \frac{mR^2}{2} = 8\,000\, \pi\, R^2\, e\, \frac{R^2}{2} = 0,0126 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$$

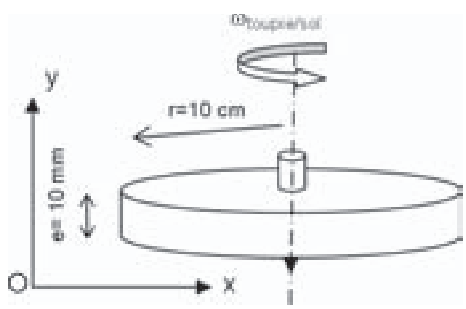


Figure 22.4 – Toupie.

Rappel :

$$\omega_{\text{toupie/sol}} = \frac{\pi\, N_{\text{toupie/sol}}}{30}$$

avec $\omega_{\text{toupie/sol}}$ la vitesse, ou fréquence, de rotation en rad/s, et $N_{\text{toupie/sol}}$ la vitesse, ou fréquence, de rotation en rad/s.

$$\omega_{\text{toupie/sol}} = \frac{\pi\, N_{\text{toupie/sol}}}{30} = 10,5 \text{ rad/s}$$

$$\overrightarrow{\omega_{toupie/sol}} \begin{vmatrix} 0 \\ 10{,}5 \text{ rad/s} \\ 0 \end{vmatrix}_{(O,\vec{x},\vec{y},\vec{z})}$$

$$E_{toupie/sol} = 0{,}0063 \times 10{,}5^2 = 0{,}69 \text{ J}$$

22.2 Dynamique

La dynamique représente l'étude des actions mécaniques mettant en mouvement des solides « massifs ». Elle permet de déterminer des paramètres équivalents ou complémentaires à l'énergétique.

22.2.1 Rappel sur les vecteurs

Un vecteur est utilisé pour décrire en deux ou trois dimensions des **distances parcourues**, des **vitesses**, des **actions mécaniques** (figure 22.5)… dans un repère (O, *x*, *y*, *z*). Il est caractérisé par son point d'application, sa direction (verticale, horizontale, d'angle par rapport à l'horizontale, de droite…), son sens (vers le haut, le bas, la gauche, la droite) et sa norme (ou intensité).
On peut écrire les vecteurs **graphiquement** en les mesurant sur un dessin et en faisant attention à l'échelle utilisée. Dans ce cas le vecteur est caractérisé par, son point d'application, sa direction, son sens, sa norme ou intensité (figure 22.6).

Figure 22.5 – Écriture graphique d'un vecteur (la norme des vecteurs est donnée ici en cm).

$\vec{V}$ | point d'application
direction : support du vecteur
sens
norme : $\|\vec{V}\| = \sqrt{x^2 + y^2 + z^2}$

$\vec{V_1}$ | point d'application : A
direction : (AB) ⁄
sens de A vers B ↗
norme : $\|\vec{V_1}\| = \sqrt{2^2 + 4^2} = 4{,}47$

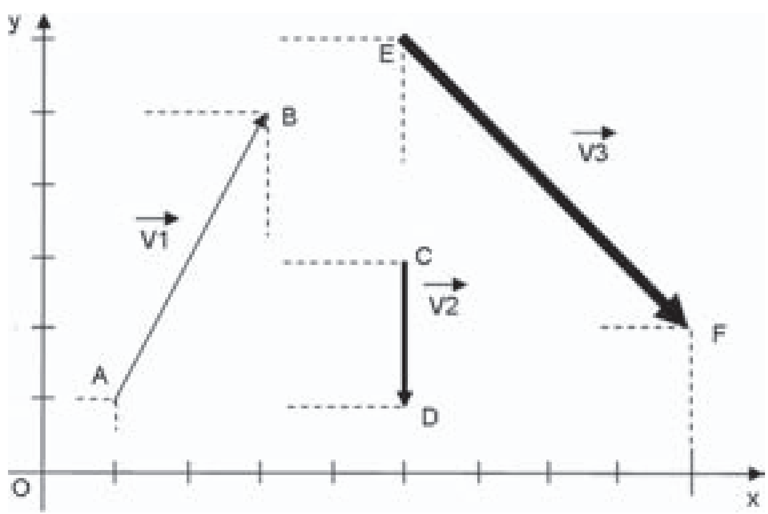


Figure 22.6 – Vecteurs.

L'écriture analytique utilise le théorème de pythagore en trois dimensions (figure 22.7) :

$$\overrightarrow{AB} = x \cdot \vec{x} + y \cdot \vec{y} + z \cdot \vec{z} \qquad (1)$$

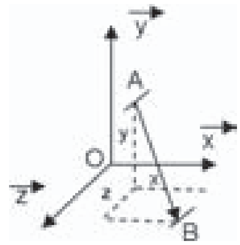


Figure 22.7 – Vecteur.

D'où on déduit la norme :

$$\|\overrightarrow{AB}\| = \sqrt{x^2 + y^2 + z^2}$$

On peut déterminer la valeur de x, y et z de la manière suivante.

En considérant les vecteurs $\overrightarrow{OA}\begin{vmatrix} x_A \\ y_A \\ z_A \end{vmatrix}$ et $\overrightarrow{OB}\begin{vmatrix} x_B \\ y_B \\ z_B \end{vmatrix}$

et en appliquant le théorème de Chasles : $\overrightarrow{AB} = \overrightarrow{AO} + \overrightarrow{OB}$, on obtient :

$$\overrightarrow{AB} = (x_B - x_A) \cdot \vec{x} + (y_B - y_A) \cdot \vec{y} + (z_B - z_A) \cdot \vec{z}$$

Donc :

$$x = x_B - x_A$$
$$y = y_B - y_A \quad \text{à remplacer dans l'équation (1)}$$
$$z = z_B - z_A$$

Reprenons les deux vecteurs précédents pour les écrire de manière **analytique** :

$$\overrightarrow{OA}\begin{vmatrix} x_A - x_O = x_A = 1 \\ y_A - y_O = y_A = 1 \\ z_A - z_O = z_A = 0 \end{vmatrix} \qquad \overrightarrow{OB}\begin{vmatrix} x_B - x_O = x_B = 3 \\ y_B - y_O = y_B = 5 \\ z_B - z_O = z_B = 0 \end{vmatrix}$$

$$\vec{V}_1 = \overrightarrow{AB}\begin{vmatrix} x_B - x_A = 3 - 1 = 2 \\ y_B - y_A = 5 - 1 = 4 \\ z_B - z_A = 0 - 0 = 0 \end{vmatrix}$$

$$\overrightarrow{OC}\begin{vmatrix} x_C - x_O = x_C = 5 \\ y_C - y_O = y_C = 3 \\ z_C - z_O = z_C = 0 \end{vmatrix} \qquad \overrightarrow{OD}\begin{vmatrix} x_D - x_O = x_D = 5 \\ y_D - y_O = y_D = 1 \\ z_D - z_O = z_D = 0 \end{vmatrix}$$

$$\vec{V}_2 = \overrightarrow{CD}\begin{vmatrix} x_D - x_C = 5 - 5 = 0 \\ y_D - y_C = 1 - 3 = -2 \\ z_D - z_C = 0 - 0 = 0 \end{vmatrix}$$

Exercez-vous avec le vecteur $\overrightarrow{EF}$!

22.2.2 But des calculs de dynamique

La mise en mouvement dépend de trois paramètres essentiels :

- **les actions extérieures** agissant sur ce solide et ayant tendance à le mettre en mouvement. Les unités sont le newton (N) pour les résultantes et le newton · mètre (N · m) pour les moments ;
- **l'inertie et la masse** de ce solide ayant tendance à freiner sa mise en mouvement lorsqu'il est soumis à des actions extérieures ou à prolonger son mouvement lorsque les actions extérieures ont disparu. Les unités sont le kilogramme (kg) pour la masse et le kilogramme par mètre carré (kg · m^2) pour l'inertie ;
- **l'accélération, la vitesse et la position** du solide conditionnées par les deux paramètres précédents. Les unités sont le mètre par seconde carré (m/s^2) pour les mouvements rectilignes uniformément accélérés et le radian par seconde carré (rad/s^2) pour les mouvements circulaires uniformément accélérés.

Dès lors, on comprend aisément que connaître deux paramètres nous permet de déterminer le troisième.

Modélisation des actions mécaniques transmissibles

Masse et inertie sont les deux paramètres ayant tendance à empêcher la mise en mouvement d'un solide, ou, au contraire, à retarder leur arrêt lorsqu'ils ne sont plus soumis à des actions mécaniques.
Voir le chapitre 20 pour la modélisation des liaisons.

Accélération, vitesse et position

Voir chapitre 21.

22.2.3 Isolement d'un solide et bilan des actions mécaniques

Voir le chapitre 20 pour l'isolement des solides.
En plus des actions mécaniques, un solide qui accélère est soumis à des actions dynamiques : la **résultante dynamique** et le **moment dynamique**.
Les intensités de ces deux actions dynamiques valent :

En MTRUV :

$$\boxed{R_{\text{dynamique}} = \text{masse} \times \text{accélération}}$$

avec $R_{\text{dynamique}}$ en N, la masse en kg et l'accélération en m/s^2.

En MRUV :

$$\boxed{M_{G\ \text{dynamique}} = J\alpha = \text{moment d'inertie} \times \text{accélération angulaire}}$$

avec $M_{G\text{dynamique}}$ en N · m ; J le moment d'inertie en kg · m^2 ; α l'accélération angulaire en rad/s^2.
Prenons l'exemple d'un homme de 80 kg debout dans la plate-forme élévatrice du début de chapitre (voir figure 22.1) en phase de démarrage (accélération de 3 m/s^2). Chacun de ses pieds repose sur une balance. On isole l'homme pour faire le bilan des actions mécaniques (figure 22.8).

L'homme est soumis à trois actions mécaniques et une action dynamique :

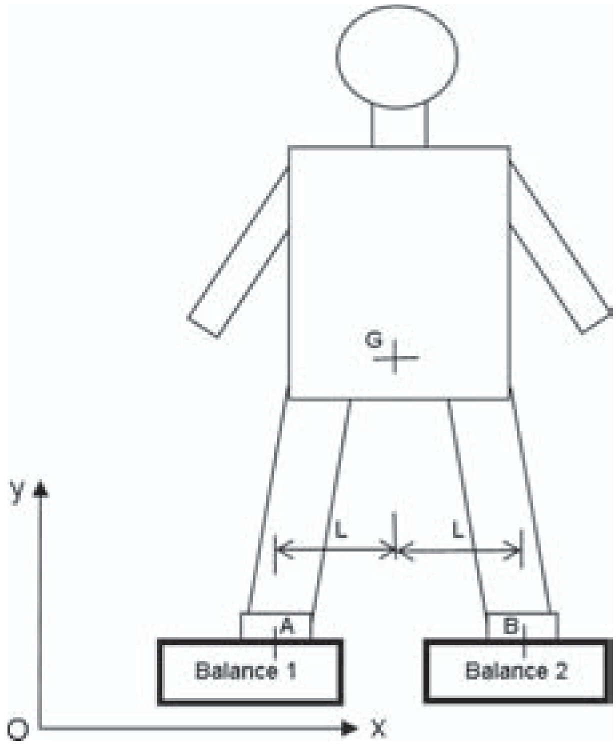


Figure 22.8 – Homme dans une plate-forme élévatrice.

- son poids propre :

$$\overrightarrow{P_{\text{homme}}}\;\begin{vmatrix} 0 \\ -mg \\ 0 \end{vmatrix}_{(O,\vec{x},\vec{y},\vec{z})} = -800 \text{ N au point G}$$

- l'action de la balance 1 sur l'homme :

$$\overrightarrow{A_{\text{balance1} \to \text{homme}}}\;\begin{vmatrix} 0 \\ A_{\text{balance1} \to \text{homme}} \\ 0 \end{vmatrix}_{(O,\vec{x},\vec{y},\vec{z})} \text{au point A}$$

- l'action de la balance 2 sur l'homme :

$$\overrightarrow{B_{\text{balance2} \to \text{homme}}}\;\begin{vmatrix} 0 \\ B_{\text{balance2} \to \text{homme}} \\ 0 \end{vmatrix}_{(O,\vec{x},\vec{y},\vec{z})} \text{au point B}$$

- l'action dynamique (résultante dynamique) en G :

$$\overrightarrow{R_{\text{dynamique}}}\;\begin{vmatrix} 0 \\ R_{\text{dynamique}} \\ 0 \end{vmatrix}_{(O,\vec{x},\vec{y},\vec{z})} = \text{masse} \times \text{accélération} = 80 \times 3 = 240 \text{ N}$$

On représente les actions sur le dessin (figure 22.9, pas d'échelle).

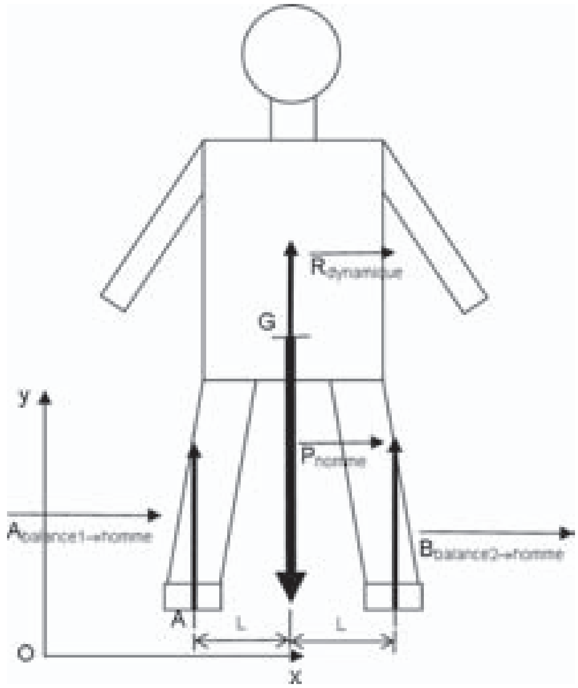


Figure 22.9 – Actions sur l'homme dans une plate-forme élévatrice.

Le bilan des actions mécaniques est terminé.

22.2.4 Principe fondamental de la dynamique

Le principe fondamental de la dynamique se décompose entre le théorème de la résultante dynamique et celui du moment dynamique. Il permet d'écrire les six équations du mouvement mettant en relation forces et résultante dynamique ou moments et moment dynamique :

La somme des actions extérieures en un point N d'un solide est égale aux actions dynamiques écrites en ce même point.

Sous forme vectorielle, on peut aussi écrire le principe fondamental de la dynamique la manière suivante :

- **Théorème de la résultante dynamique** :

  $\boxed{\sum \overrightarrow{F_{\text{extérieures} \to \text{solide}}} = \overrightarrow{R_{\text{dynamique MTRU}}}}$, d'où trois équations (sur x, y, z) ;

- **Théorème du moment dynamique** :

  $\boxed{\sum \overrightarrow{M_{N(\text{extérieures} \to \text{solide})}} = \overrightarrow{M_{N(\text{dynamique MRU})}}}$, d'où trois équations (sur x, y, z).

■ Résolution

En MTRUV (voir chapitre 21), on obtient une équation avec le principe fondamental de la dynamique.

En MRUV, on obtient une équation avec le principe fondamental de la dynamique.

Il s'agit alors de résoudre le système pour déterminer les inconnues.

Exercices types

Mouvement de translation rectiligne uniformément varié

Un homme de 80 kg se trouve debout dans une plate-forme en phase de démarrage (accélération$_{\text{homme/sol}} = 3\ \text{m/s}^2$). Chaque pied de cet homme repose sur une balance.

La plate-forme accélère jusqu'à la vitesse $V_{\text{homme/sol}} = 6\ \text{m/s}$, puis continue en vitesse uniforme (régime établi), puis décélère.

On prendra $g = 9{,}81\ \text{m/s}^2$ pour l'accélération de la pesanteur.

I. On se place lors de la phase d'accélération.

On cherche à connaître les valeurs indiquées par les balances 1 et 2 avec les hypothèses suivantes :

- les solides sont indéformables et géométriquement parfaits ;
- les liaisons dans l'ascenseur sont sans jeux ni frottements.

Q1) Isolez l'homme et faites le bilan des actions mécaniques.

Q2) Appliquez le principe fondamental de la dynamique (appliquer les théorèmes de la résultante et du moment dynamique en écrivant les moments au point G).

Q3) Déterminez la valeur des actions $A_{\text{balance 1} \rightarrow \text{homme}}$ et $B_{\text{balance 2} \rightarrow \text{homme}}$, c'est-à-dire combien les balances 1 et 2 indiquent-elles ?

II. On se place lors de la phase d'accélération.

Q4) Déterminez l'énergie que la plate-forme donne à l'homme pour pouvoir le monter pendant 5 secondes en régime établi.

Q5) Déterminez le travail que la plate-forme donne à l'homme pour pouvoir le monter sur 30 mètres en régime établi.

Q6) Qu'en concluez-vous par rapport aux questions 4 et 5 ?

Q7) Déterminez l'énergie cinétique emmagasinée par l'homme seul lorsque la plate-forme est en régime établi.

Reportez-vous aux réponses pages 356-358.

Mouvement de rotation uniformément varié

Un touret à meuler sert notamment pour l'affûtage des outils à l'atelier. La meule est entraînée par un motoréducteur fournissant le couple nécessaire pour le fonctionnement. Une liaison pivot entre motoréducteur et meule guide l'axe de la meule (figure 21.11).

Le système étudié est un touret à meuler en phase de rotation uniformément accélérée (accélération notée $\alpha_{\text{meule/bâti}} = 13\ \text{rad/s}^2$), puis en régime établi à $\omega_{\text{meule/bâti}} = 56\ \text{rad/s}$. On cherche à déterminer le couple du moteur sur la meule et les actions dans la liaison pivot.

Les données sont : masse volumique $\rho = 7\,800\ \text{kg/m}^3$; rayon $AB = R = 400\ \text{mm}$; épaisseur $e = 150\ \text{mm}$; action de l'outil sur la meule $\overrightarrow{F_{\text{outil} \rightarrow \text{meule}}} = -50\,\vec{y}$ en N ; $a = 50\ \text{mm}$; $b = 100\ \text{mm}$.

On fait les hypothèses suivantes :

- les solides sont indéformables et géométriquement parfaits ;
- les liaisons sont sans jeu ni frottement.

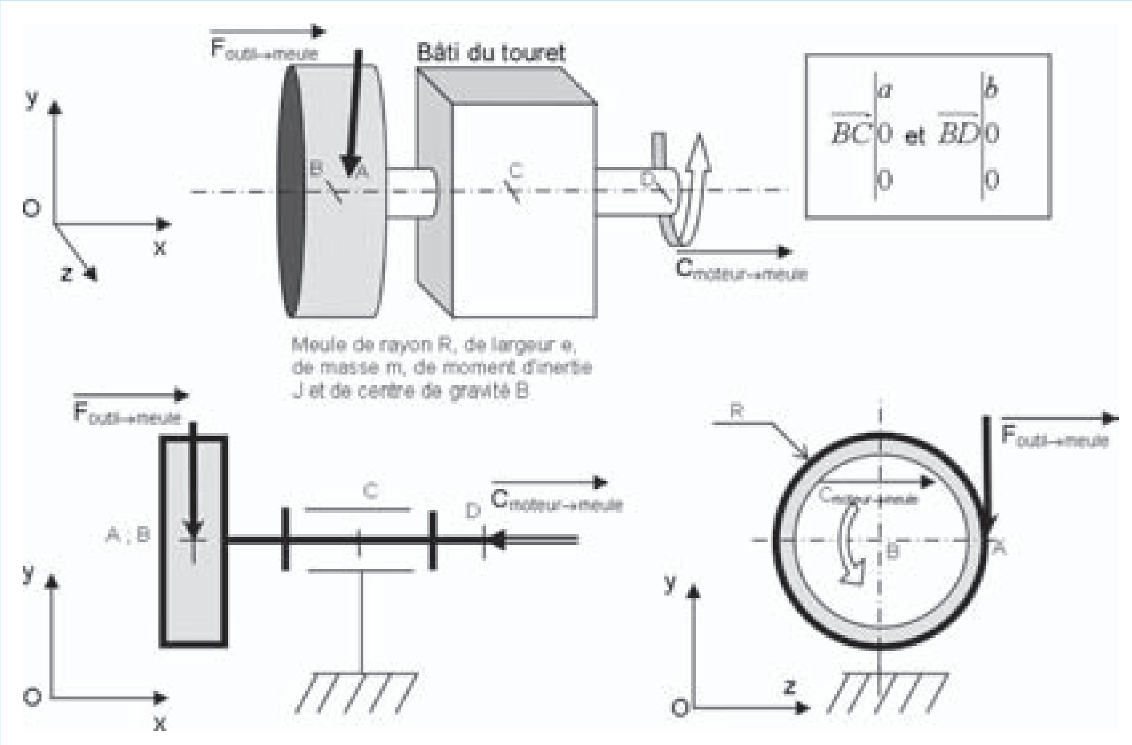


Figure 22.11 – Touret à meuler.

I. On se place dans la phase d'accélération.

Q1) Écrivez le vecteur moment résultant de l'action $F_{\text{outil} \rightarrow \text{meule}}$ sur le bras de levier R de manière graphique (échelle $1\ \text{cm} = 10\ \text{N} \cdot \text{m}$). On le nommera $M_{\text{B outil} \rightarrow \text{meule}}$.

Q2) Isolez la meule et faites le bilan des actions mécaniques.

Q3) Appliquez le théorème du moment dynamique en projection sur l'axe x à la meule isolée.

Q4) Résolvez l'équation en déterminant la valeur de $C_{\text{moteur} \rightarrow \text{meule}}$.

Q5) Donnez la valeur des caractéristiques que devra posséder l'arbre du motoréducteur.

II. On se place en régime établi, lorsque la meule tourne à vitesse constante.

Q6) Déterminez l'énergie que le moteur absorbe pendant 5 secondes en régime établi.

Q7) Déterminez le travail que l'homme fournit pour affûter son outil sur 100 tours de meule.

Q8) Déterminez l'énergie cinétique emmagasinée par la meule isolée lorsqu'elle tourne à vitesse constante.

Reportez-vous aux réponses pages 357-358.

Pour aller plus loin

Déterminez les actions de liaison sur la plate-forme élévatrice et sur la grue d'atelier.

Activités sur Internet :

http://www.listepgm.org – http://sti.ac-Montpellier.fr – http://isabtp.univ-pau.fr

Résistance des matériaux

23

Plan

Compétences visées : RDM1 à 4

Le souci des contemporains de Newton et Huyghens d'élaborer de nouvelles théories permettant d'améliorer les techniques en a amené certains à réfléchir sur la **résistance des matériaux** (RDM) afin de les dimensionner correctement (surdimensionnée, une pièce sera trop lourde ou volumineuse ; sous-dimensionnée, la pièce cédera sous les efforts).
Au XVIe siècle, Galilée parle de la **flexion** et de la **traction** des matériaux suivant la direction des efforts appliqués aux solides.
AU XVIIe siècle, Hooke établit une loi sur la **traction**.
Au XVIIIe siècle, Bernoulli (issu d'une famille de savants) étudie la **flexion plane**, et Charles de Coulomb (1736-1806) établit une méthode de calcul des **poutres fléchies** et travaille sur la **torsion des pièces**.
Au XIXe siècle, Navier, considéré comme le précurseur de la théorie de l'**élasticité**, assure le premier cours de RDM.
Notons que sur les balances modernes (voir aussi le chapitre 20) la déformation d'une pièce fait varier la résistance d'un circuit électrique collé sur la surface puis est convertie en poids

.

23.1 Définitions

La résistance des matériaux est un modèle d'étude permettant de dimensionner les pièces afin :

- d'adapter le volume et la masse des mécanismes à leur résistance (par exemple un avion mal dimensionné en résistance pourra se casser en vol, ou être trop lourd au contraire) ;
- d'adapter la déformation des pièces à l'application voulue (barre de torsion sur les directions assistées de voiture) ;
- d'avoir des pièces fusibles dans les mécanismes dont la limite de déformation élastique est parfaitement maîtrisée.

Reprenons l'exemple du casse-noix (figure 23.1) qui se rompt lors de son utilisation. Pourquoi ? La section est-elle trop petite ? l'effort trop important ? le bras de levier, d'une géométrie inappropriée ? le matériau peu résistant ?
La résistance des matériaux doit nous permettre de comprendre les causes de défaillance des pièces et les anticiper.
D'autres modèles d'étude existent, permettant de dimensionner plus précisément les pièces comme la théorie de l'élasticité des matériaux et des éléments finis. Cependant, la résistance des matériaux est un modèle très précis si certaines conditions sont réunies. Ces conditions sont appelées les hypothèses de la résistance des matériaux.

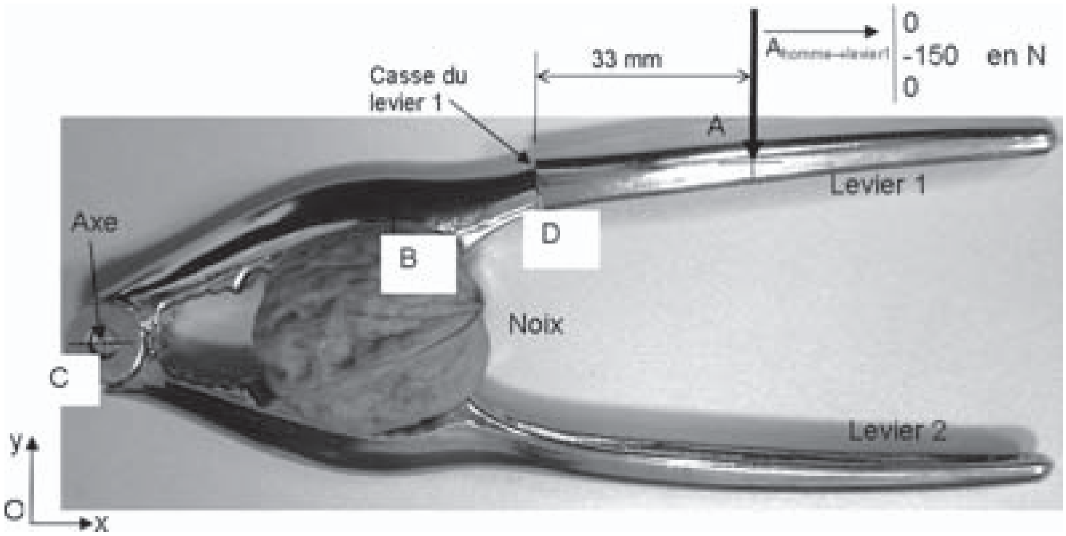


Figure 23.1 – Casse-noix.

23.2 Hypothèses générales

On appelle **poutre** tout ensemble élastique dont le centre de gravité G est le centre de la section S qui reste normale à poutre et qui vérifie les hypothèses suivantes sur sa géométrie :

- une dimension doit être très supérieure à une autre (figure 23.2) ;
- le rayon de courbure est grand (figure 23.3) ;
- l'aire d'une section doit évoluer lentement et non de manière brusque sinon il y a des concentrations de contraintes (figure 23.4).



Figure 23.2 – Dimension d'une poutre.

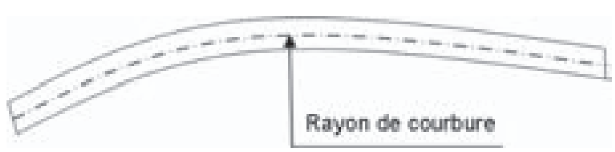


Figure 23.3 – Rayon de courbure d'une poutre.

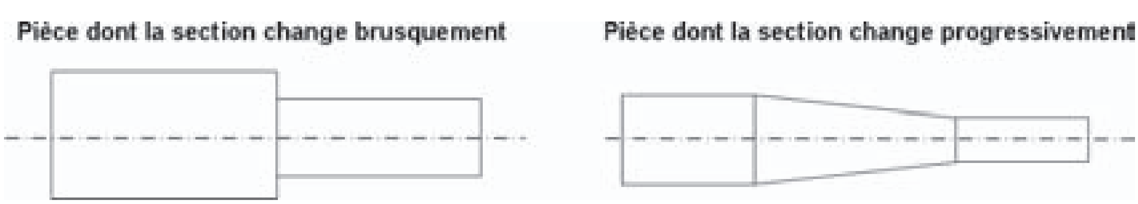


Figure 23.4 – Variation de section.

Les hypothèses sur le comportement de la matière sont :

- milieu continu (pas de discontinuité de la matière) ;
- milieu isotrope : le comportement mécanique et thermique est le même dans toutes les directions ;
- comportement élastique linéaire ;
- hypothèses des petites perturbations (déplacements et déformations très faibles).

Les hypothèses sur l'application des efforts sont :

- l'hypothèse de Saint-Venant : les résultats sont valables à des distances relativement éloignées des régions d'application des efforts ;
- l'hypothèse de Navier-Bernoulli : les sections droites restent planes et normales à la ligne moyenne après déformation.

23.3 Contraintes

Une **contrainte** représente la **force de cohésion** sur une certaine **section** de la matière. La contrainte dans la section courante d'une poutre est assimilable à une pression. **Son unité est le MPa ou le N/mm^2.**
Les contraintes dans la section d'une poutre seront ramenées à un cas de sollicitation simple si et seulement si un des types de sollicitations ci-après est très supérieur aux autres types de sollicitations.
Deux démarches sont utilisées en RDM.
Soit on cherche à vérifier que la section d'une poutre est correctement choisie : on détermine la valeur de la **contrainte maximale théorique** (σ ou τ) que devra supporter la section la plus sollicitée et on la compare à la **limite élastique** (σ_e ou τ_e) propre au matériau. On vérifie le **coefficient de sécurité** en calculant :

- **les contraintes normales** :

$$\sigma_{pe} = \sigma_e / s$$

  où σ_{pe} représente la contrainte pratique à ne pas dépasser pour rester en sécurité, σ_e est la contrainte élastique de traction du matériau (pour l'acier, 235 MPa), *s* est le coefficient de sécurité ;

- **les contraintes tangentielles** :

$$\tau_{pe} = \tau_{ge} / s$$

  où τ_{pe} représente la contrainte pratique à ne pas dépasser pour rester en sécurité, τ_{ge} est la contrainte de glissement élastique. En général, elle est donnée dans les énoncés, *s* est le coefficient de sécurité.

Soit on cherche à dimensionner la poutre : connaissant la limite élastique, on l'assortit d'un coefficient de sécurité (équations précédentes) et on détermine la section minimale à partir des efforts de cohésion dans la section (calcul en sollicitations simples ou composées).
Le **facteur de concentrations de contrainte** (*c*) est un facteur prenant en compte les variations brusques des sections, par exemple les épaulements, les filetages…
Le **coefficient de contrainte** *c* est donc multiplicateur de contrainte et il faudra donc multiplier $\sigma_{\text{théorique}}$ ou $\tau_{\text{théorique}}$ pour avoir $\sigma_{\text{réel}}$ ou $\tau_{\text{réel.}}$
Dans l'exemple du casse-noix, on connaît tout sauf la limite à la rupture du matériau. On peut la déterminer avec la RDM. En la retrouvant, on pourra choisir un matériau plus résistant.

23.4 Traction et compression

Les actions mécaniques de traction sur une pièce induisent des contraintes de traction. Le même phénomène se produit pour la compression. On appellera l'effort de traction ou de compression $N_{2 \to 1}$.
Cet effort entraînera une pression, ou plutôt une contrainte interne dans la section considérée que l'on peut représenter (figures 23.5 et 23.6).

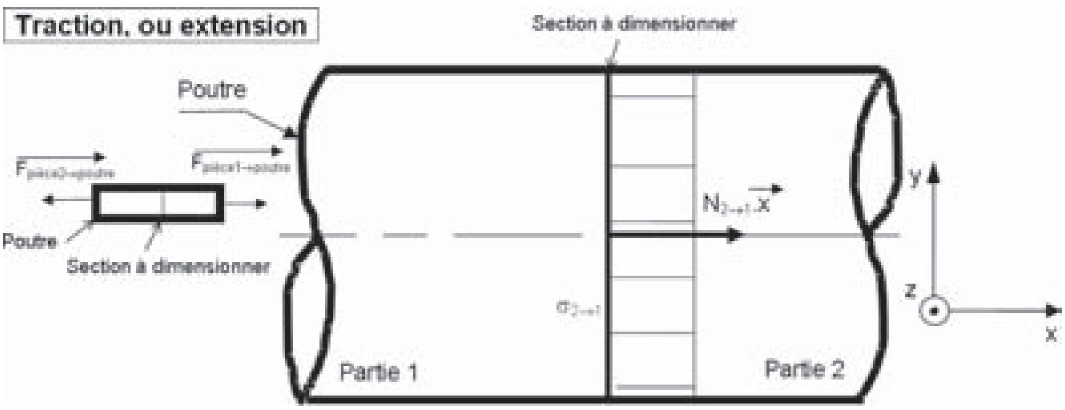


Figure 23.5 – Traction.

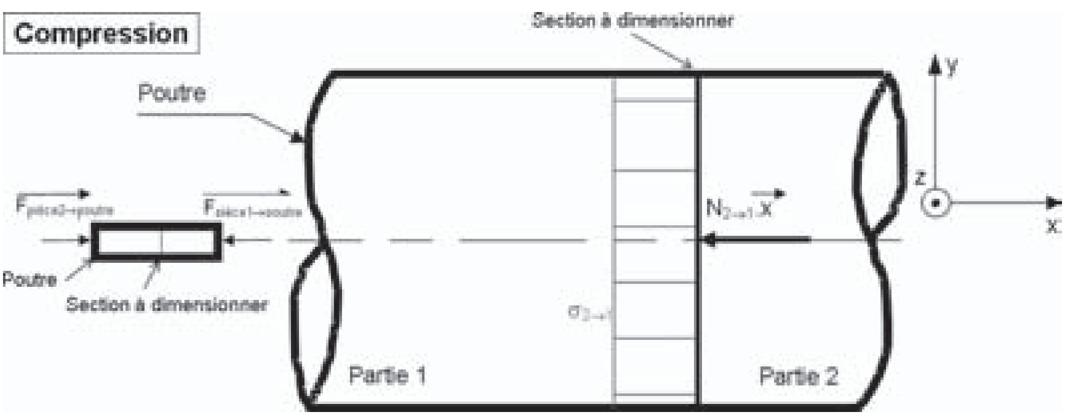


Figure 23.6 – Compression.

Remarque : La répartition des contraintes est uniforme sur la section.

D'après la loi de Hooke (figure 23.7) :

$$\boxed{\sigma_x = \frac{N}{S}} \quad \text{et} \quad \boxed{\varepsilon_x = \frac{N}{ES}}$$

Pratiquement :

$$\boxed{\sigma = \frac{F}{S} = E\varepsilon = E\frac{\Delta \ell}{\ell}}$$

avec σ la contrainte normale de traction en MPa (ou N/mm^2) ; F l'effort normal en N ; E le module de Young en MPa (ou N/mm^2) ; S la surface en mm^2 ; $\Delta\ell = \ell_1 - \ell$ l'allongement en mm ; ℓ la longueur initiale en mm ; ε l'allongement unitaire $(= \Delta\ell / \ell)$.

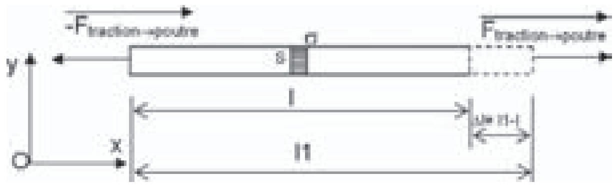


Figure 23.7 – Déformation en traction.

23.5 Cisaillement

La sollicitation de l'effort tranchant sur un solide induit des contraintes de cisaillement. Une **section cisaillée a tendance à glisser par rapport à sa voisine** (figures 23.8 et 23.9). Un cisaillement pur ne pourra exister que si la distance ℓ entre le point d'application des efforts et l'action de liaison est suffisamment petit. Si ℓ augmente, on se rapproche de la flexion.

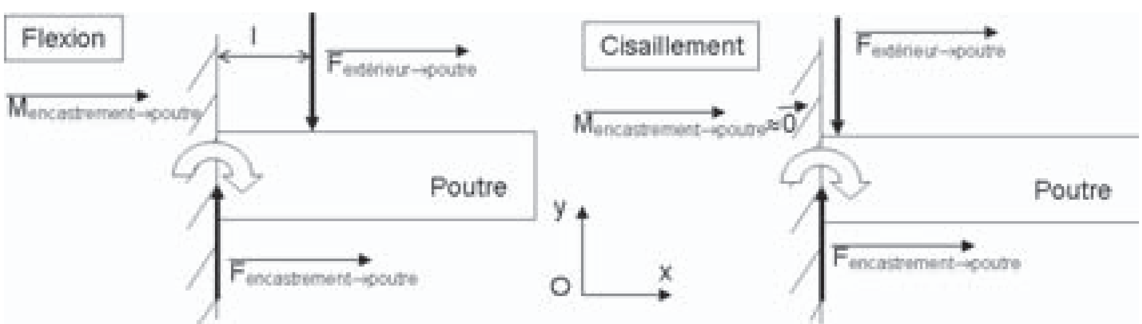


Figure 23.8 – Flexion et cisaillement.

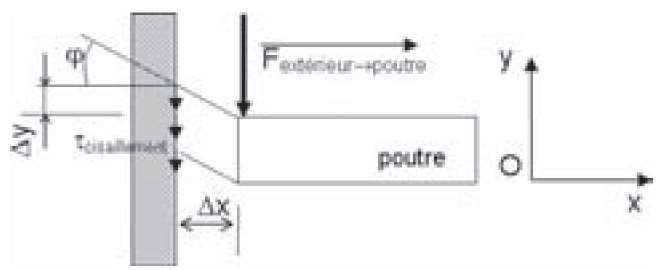


Figure 23.9 – Cisaillement.

On appellera l'effort tranchant $T_{2\to 1}$. L'essai de cisaillement donne une courbe similaire à celle de la traction, cependant, la répartition des contraintes au sein de la section cisaillée n'est plus uniforme comme pour la traction. On s'aperçoit que la contrainte maximale se situe au cœur de la poutre (figure 23.9).
La contrainte moyenne dans la section s'écrira :

$$\tau_{\text{moyen}} = G\frac{\Delta y}{\Delta x} = G\tan\varphi \approx G\varphi$$

avec G le module de Coulomb propre au matériau utilisé en N/m^2 ; Δy et Δx les allongements en mm ; φ en rad.
La figure 23.10 donne une première approximation de la contrainte moyenne dans la section cisaillée.

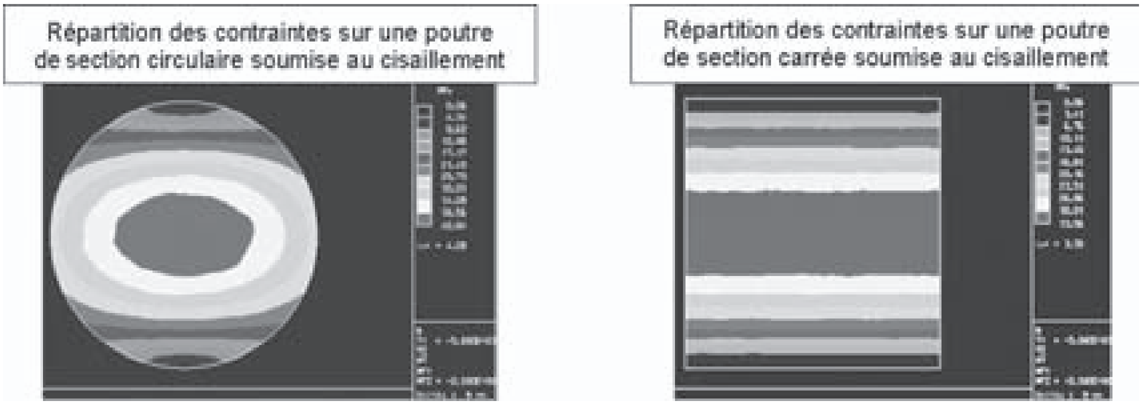


Figure 23.10 – Contraintes de cisaillement.

Une seconde approximation de la contrainte moyenne dans la section cisaillée donne :

$$\tau_{moyen} = \frac{\left\|\overrightarrow{T_{2\to 1}}\right\|}{S}$$

Avec, pour une section rectangulaire : $\tau_{max} = \frac{3}{2} \times \frac{\left\|\overrightarrow{T_{2\to 1}}\right\|}{S}$

Et pour une section circulaire : $\tau_{max} = \frac{4}{3} \times \frac{\left\|\overrightarrow{T_{2\to 1}}\right\|}{S}$

23.6 Torsion

Une poutre est soumise à une contrainte de torsion pure si elle est soumise à moment de torsion pur (figure 23.11). Chaque section S_1 de la pièce à tendance à tourner par rapport à sa voisine S_2 qui l'en empêche. La contrainte est une contrainte de cisaillement autour d'un axe de deux sections rapprochées de la poutre.

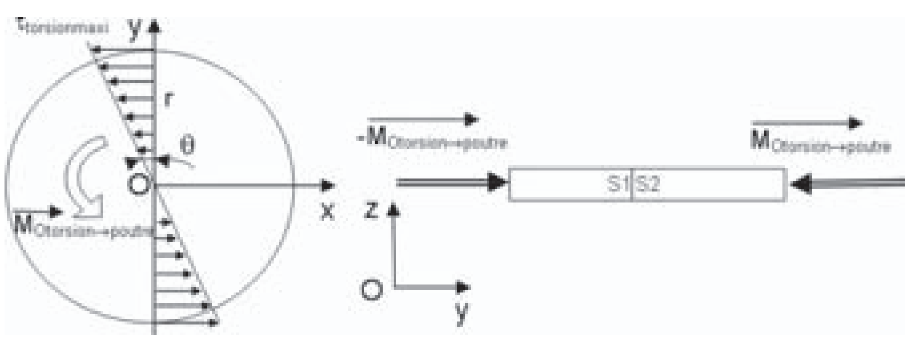


Figure 23.11 – Contrainte de torsion.

La répartition des contraintes n'est pas uniforme pour une contrainte de torsion. Ainsi, la partie de la section la plus contrainte se trouve aux abords de la pièce (figure 23.12).

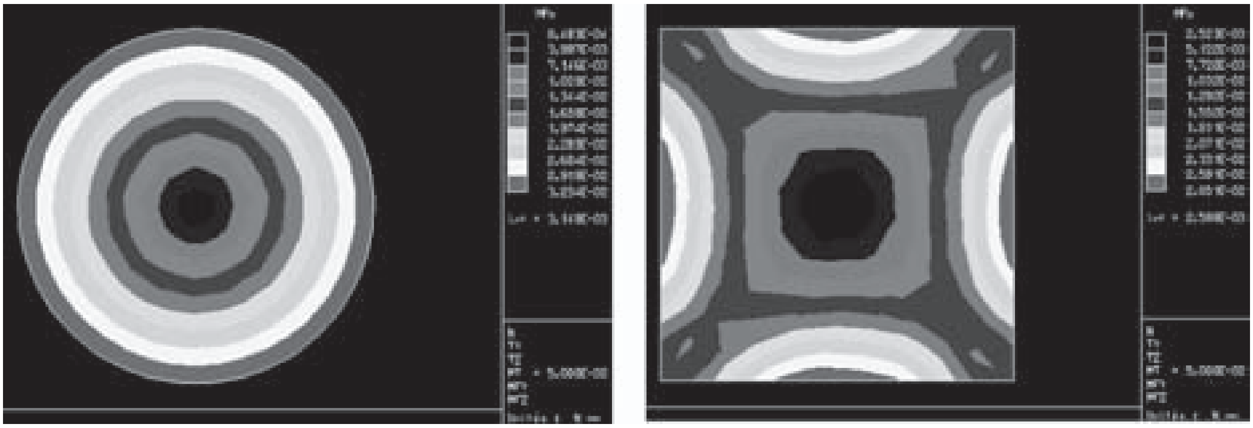


Figure 23.12 – Contraintes de torsion selon la section.

D'un point de vue pratique et en modélisant de manière identique au cisaillement pur, on obtient, pour une poutre cylindrique de rayon r :

$$\tau_{\max} = G\,\theta\,r$$
$$M_t = G\,\theta\,I_G$$

avec G le module de Coulomb en N/m^2 ; θ l'angle unitaire de torsion en rad/m ; I_G le moment quadratique polaire en m^4 ($I_G = \pi d^4/32$ pour une section circulaire) ; τ la contrainte de cisaillement en N/m^2 ; M_t le moment de torsion en N · m.

23.7 Flexion simple

C'est le cas du casse-noix. La sollicitation de flexion induit des contraintes de traction et de cisaillement dans une section de la poutre, celle de traction étant prépondérante par rapport à celle de cisaillement, on étudiera uniquement la contrainte de traction :

$$\sigma_{\max} = \frac{M_{fz\,\max}}{I_z} R_{\max}$$

avec I_z le moment quadratique par rapport à l'axe (G, z) en mm^4 ; $\sigma_{\max}$ la contrainte maximale de traction en N/mm^2 ; M_{fz} le moment de flexion en N · mm ; $R_{\max}$ le rayon maximal de la poutre en mm.

Pour les poutres cylindriques, $I_z = \dfrac{\pi D^4}{64}$ en mm^4.

La répartition des contraintes dans une section quelconque est représentée sur les figures 23.13 et 23.14 pour une poutre cylindrique de diamètre D.

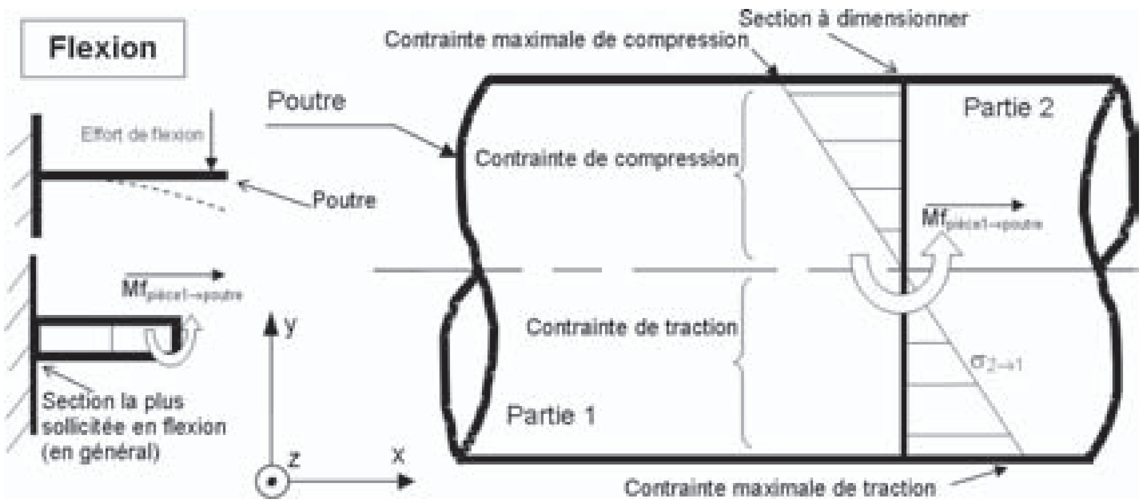


Figure 23.13 – Contrainte de flexion.

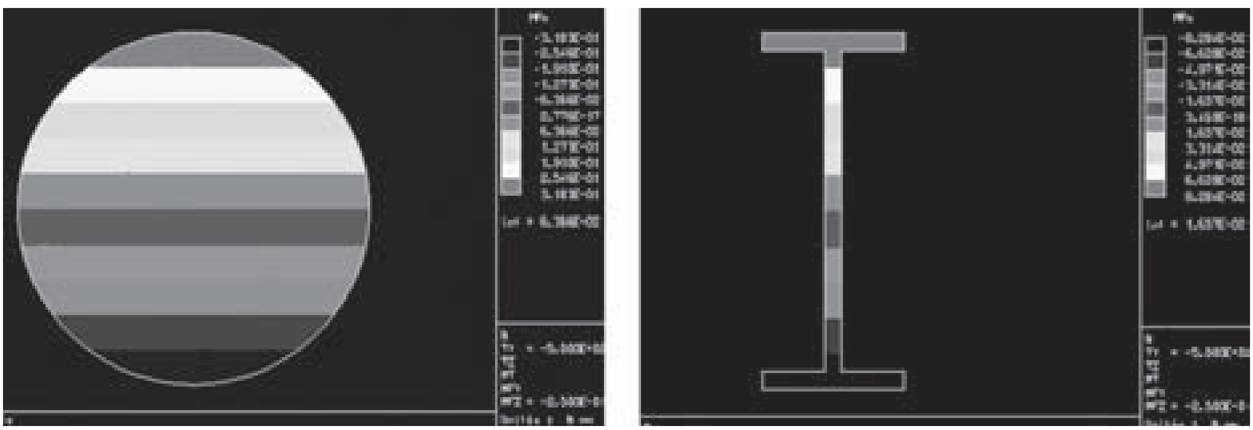


Figure 23.14 – Répartition des contraintes de flexion de poutres suivant deux sections différentes.

Exercices types

Traction-compression

Considérons la tige d'un vérin. Lors de la rentrée de la tige, la charge aura tendance à retenir la tige alors que dans le même temps la pression forcera la tige à rentrer (figure 23.15).

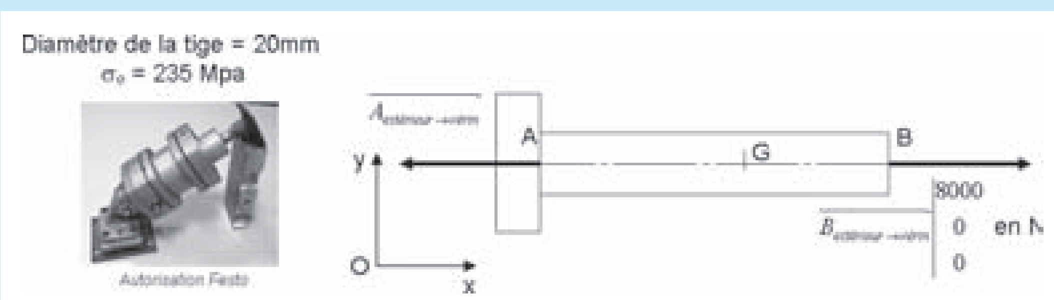


Figure 23.15 – Traction de la tige d'un vérin.

On cherche à déterminer si une section quelconque de la tige du vérin va résister à la contrainte imposée.

Q1) À quel type de sollicitation la tige du vérin est-elle soumise en A ?

Q2) Déterminez la valeur de la section contrainte.

Q3) Déterminez la valeur de la contrainte dans la section.

Q4) Déterminez la contrainte pratique de traction que l'on prend pour éviter de casser la tige (coefficient de sécurité $s = 10$).

Q5) La tige résiste-t-elle ou non ? Justifiez votre réponse vis-à-vis des questions 3 et 4.

Reportez-vous aux réponses page 358.

■ Cisaillement

Considérons la charnière de vérin de la figure 23.16. On cherche à déterminer si l'axe va résister à la contrainte imposée.

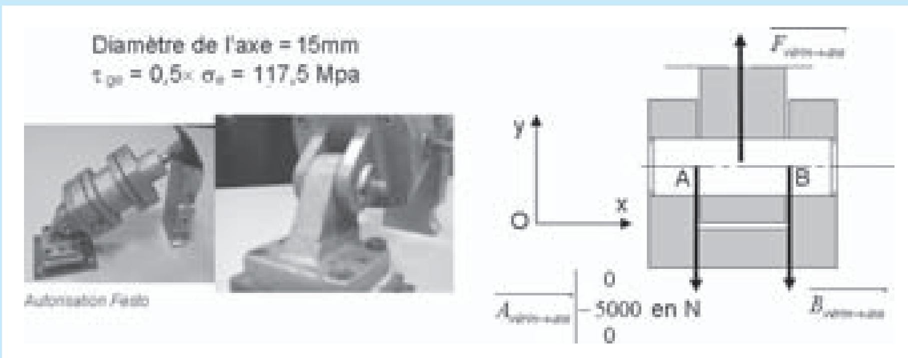


Figure 23.16 – Cisaillement d'une articulation de vérin.

Q1) À quel type de sollicitation l'axe de la chape du vérin en A est-il soumis.

Q2) Déterminez la valeur de la section contrainte.

Q3) Déterminez la valeur de la contrainte dans la section.

Q4) Déterminez la contrainte pratique de cisaillement que l'on prend pour éviter de casser l'axe (coefficient de sécurité $s = 5$).

Q5) L'axe résiste-t-il ou non ? Justifiez votre réponse vis-à-vis des questions 3 et 4.

Reportez-vous aux réponses page 358.

■ Flexion pure

Considérons la plate-forme élévatrice pour personnes à mobilité réduite de la figure 23.17. Un moteur entraîne une vis. Un écrou est fixé à la nacelle et monte et descend sous l'action de la vis. La nacelle est guidée par 4 galets de guidage repère 3.

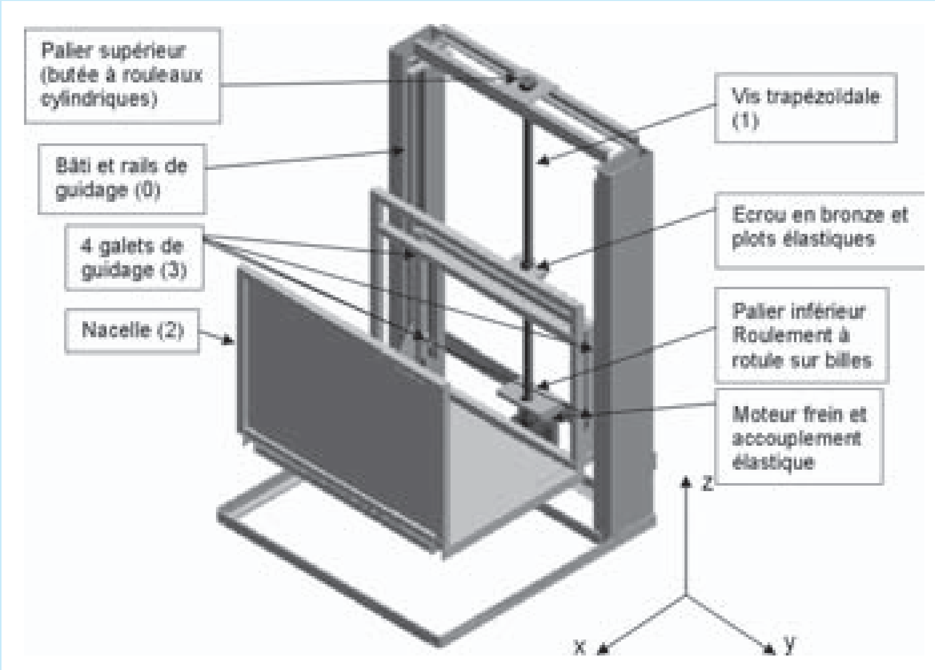


Figure 23.17 – Plate-forme élévatrice pour personne à mobilité réduite.

Q1) Déterminez le moment de flexion dans la section en B (voir figure 23.18).

Q2) Déterminez la contrainte maximale de traction dans la section fléchie sachant que le coefficient de concentration de contraintes (c) vaut 3 et que le diamètre en fond de filet de la vis vaut 18 mm (figure 23.18).

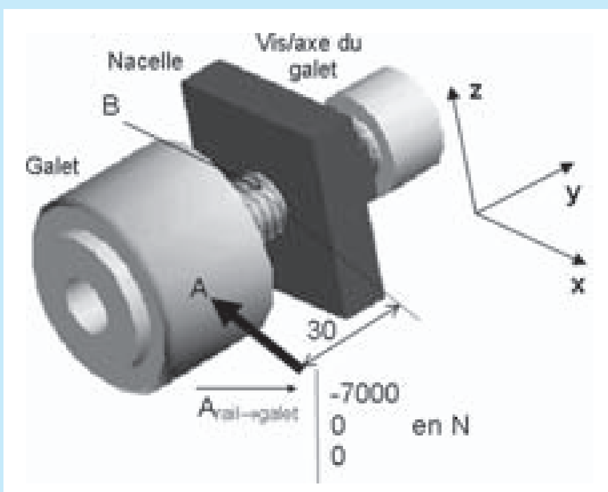


Figure 23.18 – Flexion du galet de guidage.

Q3) Sachant que σ = 480 MPa et que le coefficient de sécurité imposé par la norme vaut 10, comparez σ_e avec σ_{pe}. L'axe résiste-t-il ou non ?

Reportez-vous aux réponses page 358.

Torsion

Considérons l'axe déclencheur de la direction assistée de voiture (figure 23.19 ; voir aussi figure 19.108 de l'exercice en fin du chapitre 19). On cherche à déterminer si une section quelconque de l'axe du déclencheur de l'assistance va résister à la contrainte imposée.

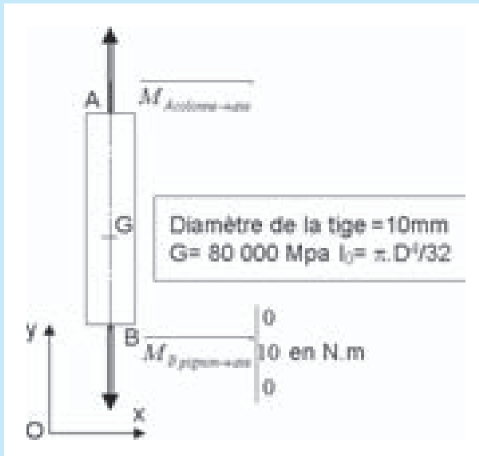


Figure 23.19 – Torsion d'un déclencheur de direction assistée.

Q1) À quel type de sollicitation la tige du vérin est-elle soumise en A ?

Q2) Déterminez la valeur de la section contrainte.

Q3) Déterminez la valeur de la contrainte dans la section.

Q4) Déterminez la contrainte pratique de cisaillement que l'on prend pour éviter de casser l'axe (coefficient de sécurité $s = 2$ et avec la contrainte de glissement élastique $\tau_{ge} = 117{,}5$ MPa).

Q5) L'axe résiste-t-il ou non ? Justifiez votre réponse vis-à-vis des questions 3 et 4.

Q6) Déterminez la valeur de l'angle unitaire de torsion de l'axe.

Reportez-vous aux réponses page 358.

Pour aller plus loin

Définissez l'état de contrainte de la vis et de l'axe du galet ainsi que les conditions de résistance sur la plate-forme élévatrice.

Voir aussi : casse-noix, vérin de grue, pompe à balancier.

Activités sur Internet :

http://www.listepgm.org – http://sti.ac-Montpellier.fr – http://isabtp.univ-pau.fr

Structure et traitements des matériaux

24

Plan

Leucippe (v. 460-370 av. J.-C.), puis son disciple Démocrite (v. 460-370 av. J.-C.) et Épicure (341-270 av. J.-C.) élaborent une théorie de l'atome (du grec *atomos*, insécable).
Aristote (384-322 av. J.-C.) s'oppose à cette théorie et décompose la matière en cinq éléments de base : la terre, le feu, l'air, l'eau et l'éther.
Vannoccio Biringuccio (1480-1540) traite de la métallurgie de six métaux différents en 1540.
Antoine Laurent de Lavoisier (1743-1794) distingue l'hydrogène de l'hélium et définit la composition de l'air et de l'eau, réduisant ainsi le gaz et l'eau à une composition d'éléments simples : les atomes.
Le physicien britannique John Dalton (1766-1844) précise en 1808 que la différence entre les atomes repose dans leur masse, et que leurs combinaisons forment des molécules.
Joseph Thomson (1856-1940) découvre l'électron en 1897.
Dimitri Ivanovitch Mendeleïev (1834-1907) présente la classification périodique des éléments en 1869 en laissant vide quelques cases qu'il n'était pas arrivé à remplir.
Ernest Rutherford of Nelson (1871-1937) propose un modèle planétaire pour les atomes.
Il faudra quand même attendre 1982 et les microscopes à effet tunnel pour enfin voir réellement les atomes !
Citons aussi les chercheurs Georges Charpy (1865-1945), Henry Le Chatelier (1850-1936) et Floris Osmond (1849-1912) qui sont considérés comme les fondateurs de la métallographie.

24.1 Définitions

Reprenons la plate-forme élévatrice étudiée au chapitre 16. Les roulements des quatre galets de guidage sont soumis à des pressions de contact élevées. Il faut donc utiliser la matière et la traiter de la façon la plus judicieuse qu'il soit pour que le roulement ne se déforme pas (figure 24.1).

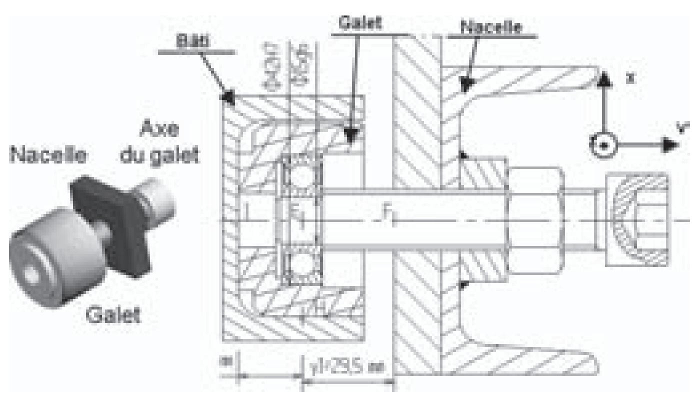


Figure 24.1 – Galet de guidage d'une plate-forme élévatrice.

Les atomes sont constitués d'électrons (e^-) tournant aléatoirement autour d'un noyau. Le noyau est constitué de protons (+) et de neutrons. Leur masse est concentrée dans le noyau. Les atomes sont composés d'autant d'électrons que de protons pour être électriquement neutre. S'ils ont un électron en trop, ou s'il leur manque un électron, ils deviennent respectivement anion ou cation, c'est-à-dire des ions (figure 24.2).

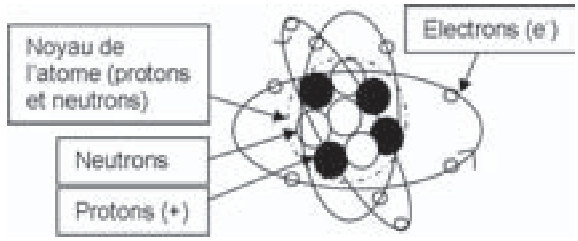


Figure 24.2 – Modèle atomique.

La plupart des atomes ont 8 e^- sur leur couche externe, à l'exception de l'hélium qui possède 2 e^- : ce sont les e^- de valence qui réalisent la liaison entre les atomes.

24.2 Étude des liaisons métalliques

24.2.1 Structure cristalline des métaux, à l'échelle de l'atome (10^{-10} m)

Les atomes d'un matériau engendrent souvent une **structure cristalline** (fer). Cependant, ils peuvent n'avoir aucune structure d'agencement : les matériaux sont **amorphes** (verre). Il existe plusieurs types de structures cristallines (figure 24.3) : structure cubique centrée, structure cubique à face centrée, structure hexagonale compacte, structure orthorhombique, structure tétragonale…

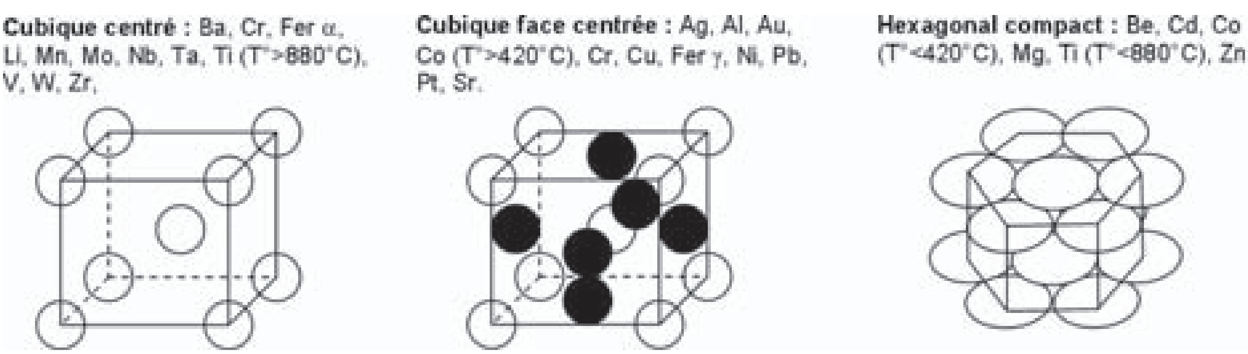


Figure 24.3 – Structures cristallines.

Schématiquement, on représente des cubes dont les atomes ne se touchent pas pour une structure cubique face centrée (figure 24.4), mais la réalité est représentée figure 24.5.

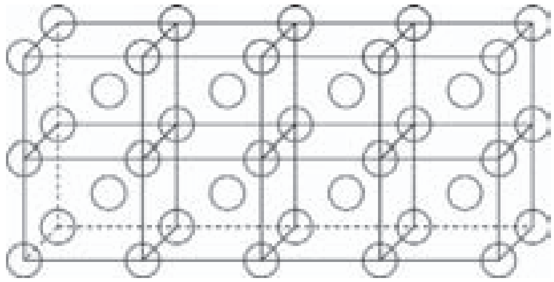


Figure 24.4 – Mailles.

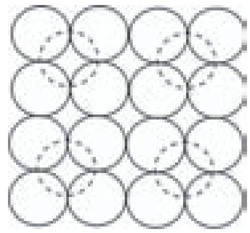


Figure 24.5 – Mailles.

24.2.2 Structure à l'échelle du grain (10^{-5} m)

Chaque grain représente un ensemble de structures cristallines (figure 24.6).

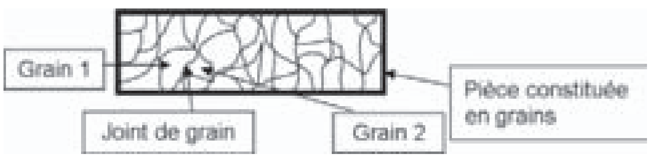


Figure 24.6 – Grain.

La taille des grains au sein de la matière modifie les propriétés mécaniques des métaux : **on cherche en général à avoir le grain le plus fin possible car il confère à la matière une plus grande résistance mécanique.**

24.2.3 Structure à l'échelle de la phase

Une **phase** représente une structure cristallographique (figure 24.7).

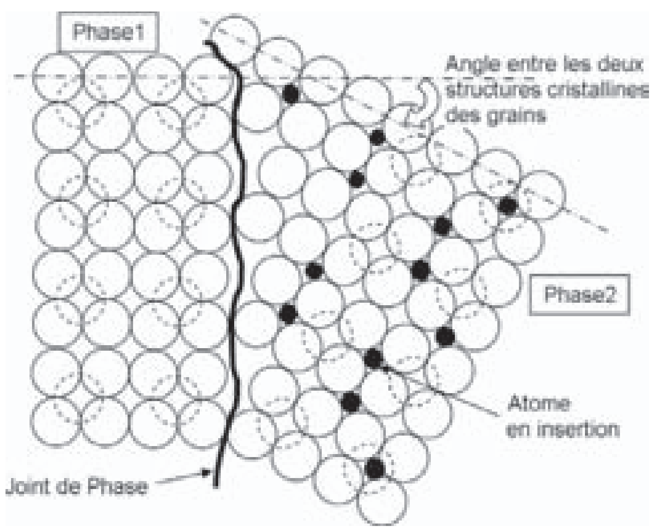


Figure 24.7 – Joint de phase.

24.2.4 Disposition des atomes

Dans une **solution solide d'insertion**, des atomes très petits viennent s'insérer dans le réseau cristallin du solvant (figure 24.8). Il faut donc que la taille relative des atomes du soluté soit petite. C'est le cas par exemple des atomes de carbone, de bore, d'oxygène, d'hydrogène ou d'azote qui se mettent en insertion dans le réseau des atomes de fer (pour un acier ou une fonte) car ils sont beaucoup plus petits.
Dans une **solution solide de substitution**, les atomes se placent en substitutions d'autres atomes s'ils ont des affinités chimiques avec les atomes « solvants » et s'ils possèdent un rayon atomique proche de celui des atomes « solvants ».



Figure 24.8 – Solution solide de substitution.

24.2.5 Défauts dans la matière

Un matériau peut présenter plusieurs types de défauts :

- **défauts ponctuels** : un atome peut venir à manquer dans la structure cristalline (lacune), un atome peut s'insérer dans la structure (atome auto-intersticiel) ;
- **défauts linéaires** : une ligne d'atome peut venir à manquer dans la structure cristalline. Elle va jouer un rôle important dans la plasticité du métal : plus il y a de dislocations, plus le métal est ductile, c'est-à-dire que le domaine plastique est plus important ;
- **défauts plans** : le joint de grain présente un défaut, par exemple joint de macle, c'est-à-dire symétrie des deux grains ;
- **défauts de dimension 3** : le matériau contient des impuretés (inclusions) ou des précipités.

24.2.6 Diagramme de phases

Le diagramme de phases permet de voir, selon la teneur d'un alliage de deux matériaux, les différentes structures et phases d'un alliage à des températures allant de 0 °C à la température de liquéfaction de l'alliage.

Alliage cuivre-nickel

Cet alliage est souvent utilisé pour ses bonnes propriétés électriques et mécaniques (figure 24.9).
Le diagramme permet de déterminer les pourcentages liquide et solide et deux métaux dans la zone « liquidus + solidus » afin d'effectuer un traitement thermique par exemple.
La partie grise des pièces de monnaies de 1 euro est composée sur la partie visible d'un alliage cuivre et nickel (25 % de nickel). Pour trouver la température de fusion de cet alliage, on trace sur le diagramme de phases une verticale croisant la courbe du liquidus. En reportant à l'horizontale, on en déduit la température de fusion. Ici, il faut au moins 1 150 °C pour fondre le métal.

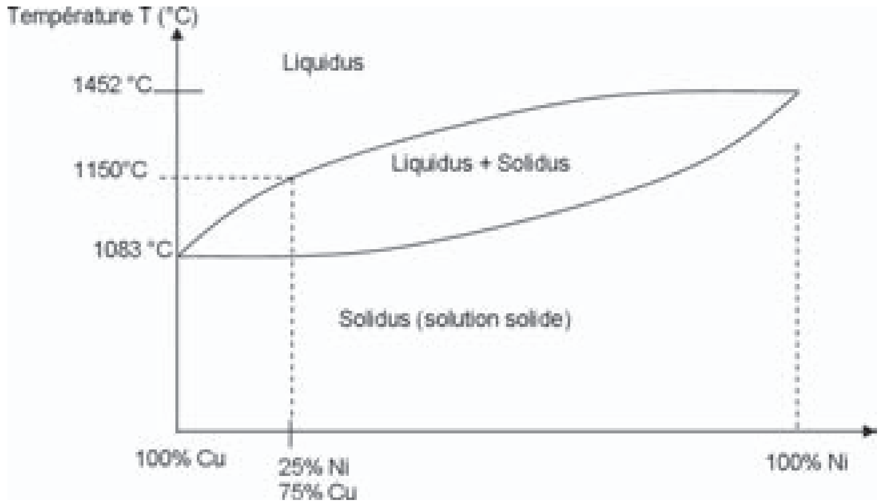


Figure 24.9 – Diagramme de phases cuivre-nickel.

■ Alliage fer-carbone

Les alliages fer-carbone sont les alliages les plus utilisés dans l'industrie pour leurs bonnes caractéristiques mécaniques (charpentes métalliques, mécanique automobile…). Ils se décomposent en deux grandes familles : les aciers, dont la teneur en carbone ne dépasse pas 1 % en masse en général, et les fontes, dont la teneur en carbone est comprise entre 2 % et 3 % en général (figure 24.10).

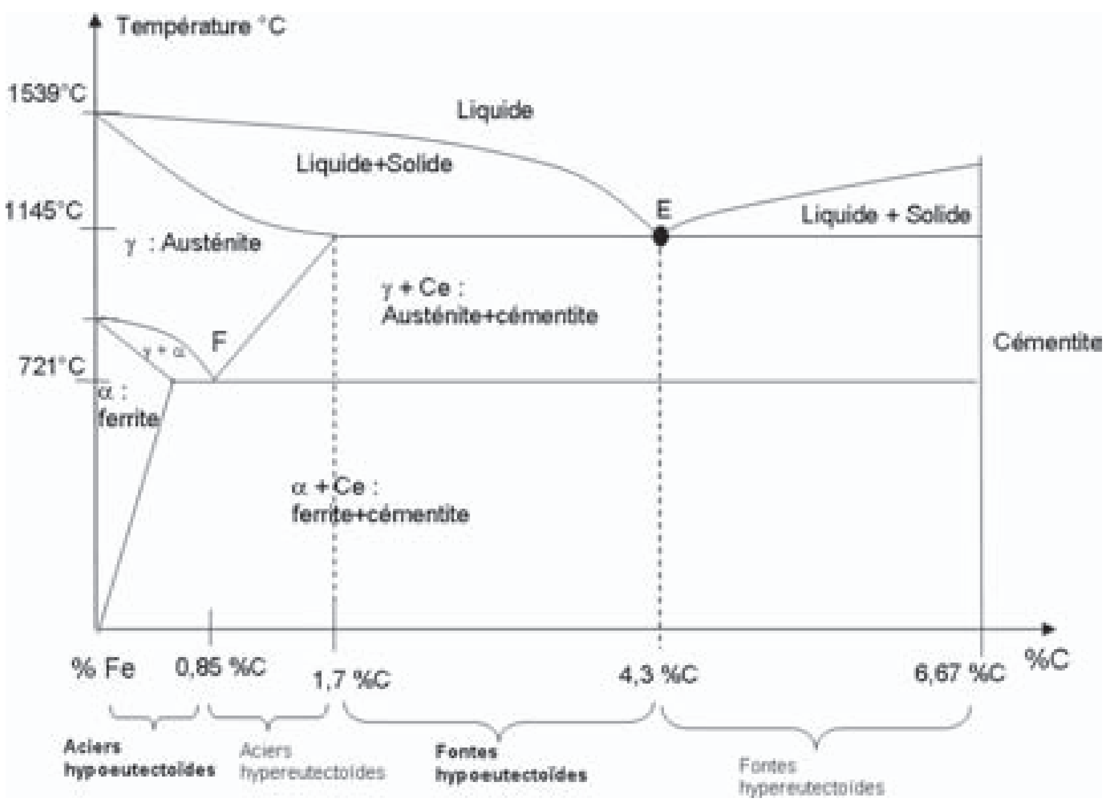


Figure 24.10 – Diagramme de phases fer-carbone.

La température de fusion pour un alliage fer carbone se situe entre 1 145 °C et 1 539 °C. Généralement sont utilisés les fontes et les aciers hypoeutectoïdes.
Pour recycler un acier, il faudra le porter à une température de 1 500 °C minimum et en enlever les impuretés. D'après le diagramme, la température à partir de laquelle un acier à 0,85 % de carbone commencera à présenter des phases liquides est supérieure à 1 145 °C. Autre exemple d'application, à quelle température fond une fonte à 2 % de carbone ? D'après le diagramme, la réponse est environ 1 500 °C.

24.2.7 Traitements thermiques

L'intérêt de réaliser des traitements thermiques sur les pièces est de pouvoir obtenir une bonne **dureté** en surface et **une bonne résistance élastique et plastique** au cœur de la pièce, **ce qui contribue à diminuer la taille des mécanismes**. Ces traitements étant chers à mettre en œuvre, seuls les pièces aux **surfaces fonctionnelles prépondérantes** du mécanisme doivent être traitées à la hauteur de l'application.

Remarque : La dureté diminue l'usure des pièces et le coefficient de frottement entre deux pièces.

Trempe

Reprenons l'exemple des roulements des galets de la plate-forme. La trempe consiste à porter le roulement à une température dite d'austénitisation (plus de 721 °C), puis de refroidir à une vitesse supérieure à la vitesse critique de trempe avec de l'eau, de l'huile ou de l'air vers 40 °C. À titre indicatif, la matière du roulement est : 100 Cr 6.
Le refroidissement rapide piège l'austénite créée et le métal génère la **martensite**, très cassante et **très dure**. L'acier aura une limite élastique proche de la limite à la rupture.
Ce traitement a un inconvénient : la trempe crée des **contraintes internes** dans le métal entraînant une déformation de la matière (tapures), ou une casse de la matière si les contraintes internes sont trop élevées.

Revenu

Le revenu est réalisé sur le roulement trempé pour éliminer les contraintes internes dues à la trempe dans le matériau. On porte la pièce à une température inférieure à la température d'austénitisation (721 °C), on temporise et on refroidit. Dans le cas du roulement, vers 150 °C.
Il s'agit, pour le revenu, de trouver la température et le temps appropriés pour avoir une bonne dureté en surface et une bonne **ductilité** (**plasticité**) à cœur.

Recuit

Il existe plusieurs types de recuit suivant les applications, notamment :

- le **recuit complet** pour tout effacer : on porte la pièce à une température de plus de 721 °C et on laisse refroidir lentement. La pièce retrouve sa structure initiale ;
- le **recuit de détente** : après un soudage, ce recuit consiste à porter la pièce à une température inférieure à 721 °C avec un refroidissement lent pour relâcher les contraintes internes dues aux trempes superficielles du soudage ;
- le **recuit de recristallisation** : le plus courant après un écrouissage (en chaudronnerie par exemple). Ce recuit est en général utilisé sur des pièces ayant subi des déformations plastiques.

Par exemple, une pièce pliée aura une structure modifiée à l'intérieur après pliage. Les grains du métal seront déformés. Pour que les grains retrouvent un certain équilibre structural, on effectuera un recuit, c'est-à-dire que l'on portera le métal à une certaine température (< 721 °C) pendant un certain temps pour reformer les grains du métal.

On refroidit rapidement ou lentement. Si on refroidit rapidement, il faut faire attention à l'effet de trempe. Si on refroidit lentement, il faut faire attention à ce que les grains composant le métal ne deviennent pas trop gros, ce qui entraînerait une baisse des propriétés mécaniques.

24.2.8 Traitements mécaniques, thermiques et thermochimiques superficiels

Comme on vient de le voir, il est très difficile d'obtenir une pièce dure en surface et résistante à cœur et avec de bonnes propriétés en général, comme la résistance à la corrosion notamment. Les traitements thermiques superficiels doivent permettre d'obtenir ces caractéristiques. En voici quelques-uns.

■ Trempe superficielle

Elle consiste à chauffer une pièce en surface et à la refroidir rapidement parce qu'il faut que la pièce ait suffisamment de carbone. On obtient une dureté de 55 à 60 HRC.

■ Nitruration

On ajoute de l'azote par insertion dans le réseau des aciers contenant du chrome, de l'aluminium ou du vanadium. Les nitrures ainsi obtenus (nitrures de chrome, d'aluminium, de vanadium) engendrent une grande dureté de surface (55 à 60 HRC). La sulfonitruration (adjonction de soufre en plus) et la carbonitruration sont des variantes de ce procédé.

■ Chromisation ou chromatation

On ajoute du chrome par diffusion (chaleur). On obtient des duretés de l'ordre de 60 HRC.

■ Boruration

On ajoute du bore dans le fer (FeB ou Fe_2B).

■ Galvanisation

On ajoute du zinc par diffusion à une température inférieure à 400 °C à partir de poudre de zinc.

■ Aluminisation

L'adjonction d'aluminium protège de la corrosion.

■ Cémentation

L'adjonction de carbone ou d'azote en surface (enrichissement) est suivie d'une trempe et éventuellement d'un revenu. On obtient une grande dureté de la couche cémentée, de 55 à 63 HRC. L'acier de cémentation, 20 Cr Mo 4, est utilisé par exemple pour les roulements.

■ Traitements électrolytiques

Ces traitements sont réalisés pour conférer au métal une bonne résistance à la corrosion en général. La corrosion représente les agressions que peuvent subir les métaux, notamment par l'oxygène. Lorsqu'un métal est en présence d'oxygène, il se forme à sa surface une couche d'oxydes du métal considéré. Pour l'aluminium, cette couche est protectrice mais pour le fer, elle est destructrice.

Principe de l'électrolyse : un fort courant passe de l'anode à la cathode à travers un électrolyte composé de zinc. Les ions se dirigent donc vers la cathode et la pièce à traiter (figure 24.11).

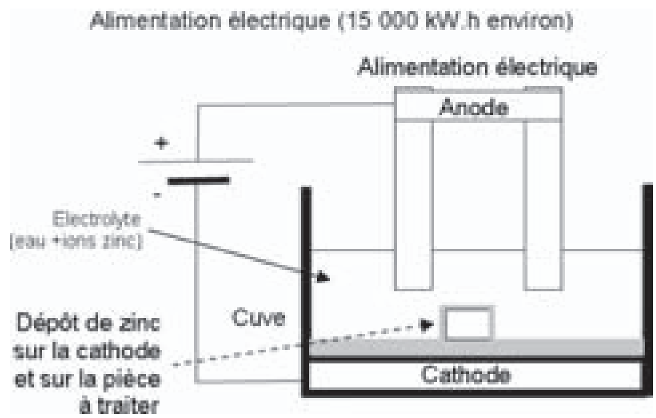


Figure 24.11 – Traitement électrolytique.

En fonction du métal, ce type de procédé s'appelle galvanisation (zingage), chromage, nickelage, étamage (étain), phosphatage, laiton, cadmiage (cadmium).
L'**anodisation** de l'aluminium, du titane, du magnésium, du tantale, du zirconium, du niobium consiste à anodiser, c'est-à-dire à former une couche d'oxyde d'aluminium en surface qui protégera l'aluminium de la corrosion. Les duretés obtenues vont de 50 à 55 HRC.

Peintures

Les peintures sont souvent utilisées pour protéger de la corrosion (antirouille + peinture pour les carrosseries).

Brunissage et galetage

Le procédé est utilisé pour obtenir une bonne dureté en surface tout en conservant la résistance de la pièce à cœur. La pièce est déformée en surface par un outil qui « écrase » la matière. Celle-ci se durcit alors. L'état de surface est excellent aussi.

24.3 Polymères : étude des liaisons de Van der Waals

24.3.1 Monomères

Reprenons l'exemple du galet de guidage de la plate-forme élévatrice en PA 6/6 (voir figure 24.1).
Les matières plastiques ou polymères sont l'assemblage de plusieurs monomères.
La base d'un monomère repose sur l'association des atomes d'hydrogène et de carbone.
La distillation du pétrole (hydrocarbures) donne le naphta, qui après catalyse donne les monomères et les polymères.
Pour réaliser un monomère, on peut aussi partir de sources comme le charbon, le bois, les alcools mais on peut également utiliser les graisses animales telles que le suif ou le saindoux, respectivement graisse des ruminants et graisse de porc.

Exemple de monomère : éthylène (C_2H_4), monomère du polyéthylène (figure 24.12) ou polyamide 6/6 (galet de la plate-forme) : $-CO-(CH_2)_4-CO-NH-(CH_2)_6-NH-$.

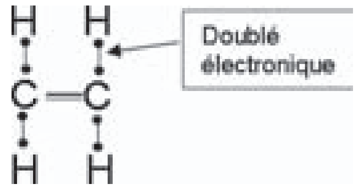


Figure 24.12 – Éthylène.

24.3.2 Propriétés générales des polymères

Le tableau 24.1 résume les principales caractéristiques des polymères.

Tableau 24.1 – Caractéristiques des polymères.

Dureté	Élasticité	Température de fusion	Résistance à la rupture	Adhérence	Translucidité	Isolant
Faible	Très grande	Faible	Faible sauf si le plastique est mélangé à une fibre métallique ou de verre	Élevée (caoutchouc)	Élevée à l'état amorphe (PC, PE, PS)	Élevé

Les polymères peuvent contenir des **additifs** qui améliorent des propriétés spécifiques :

- les **adjuvants** (matières organiques) ralentissent les processus de dégradation physique ;
- les **plastifiants** améliorent la souplesse ;
- les **lubrifiants** (talcs, MoS_2) améliorent les propriétés des pièces en frottement relatif (tribologie) ;
- les **antistatiques** diminuent l'accumulation des charges électriques ;
- les **ignifugeants** contrôlent l'amorçage ou la propagation d'une combustion (alumine et phosphates).

24.4 Céramiques : étude des liaisons covalentes

Leur propriété diélectrique, leur température de fusion élevée, leur résistance aux attaques chimiques, leur module de Young élevé, leur grande dureté et leur faible plasticité font des céramiques des matériaux de plus en plus utilisés.

24.4.1 Céramiques traditionnelles

Elles sont réalisées à partir d'argile, d'eau, de silice et de feldspath. On cuit le mélange obtenu et la matière se durcit par diffusion des atomes au sein de la matière. On réalise ainsi un frittage en quelque sorte (voir la mise en forme au chapitre 7).

L'argile est composée de grains fins de silicates d'aluminium hydratés. La silice est composée de grains de quartz (SiO_2). Le feldspath est un aluminosilicate de potassium.

Applications : les terres cuites telles que les briques et les tuiles, les faïences pour les installations sanitaires, le grès pour les carreaux de sol, le kaolin pour les porcelaines.

24.4.2 Céramiques techniques

Elles sont en général réalisées à partir de carbure de bore ou de nitrure de bore. Leur module de Young est très élevé (500 000 MPa), leur dureté est de 10 à 20 fois plus élevée que celle de l'acier et elles résistent trois fois mieux à la compression que les aciers. Cependant, leur résistance à la traction reste faible par rapport à celle des aciers.

24.4.3 Verres

Ils sont composés de silicium et d'oxygène, comme le quartz (SiO_2). Cependant, le quartz est cristallisé alors que le verre est amorphe. Leur utilisation dans le conditionnement alimentaire se trouve justifiée par le fait que le verre ne s'oxyde pas contrairement aux métaux. Il est translucide.

24.4.4 Graphite et dérivés carbonés

Il est très utilisé pour le charbon des alternateurs ou des moteurs électriques car il s'use peu et est très conducteur. Le graphite peut être travaillé de manière à avoir de meilleures propriétés que l'acier : par exemple fibre de carbone à résistance élevée.

24.5 Étude des fibres et composites

Il est difficile d'avoir un poids faible avec une résistance élevée et une dureté élevée, sauf pour les métaux rares comme le bore ou le béryllium. Les composites sont des matériaux nouveaux créés pour donner ces propriétés. Ils sont constitués d'une matrice et de renforts (figure 24.13).

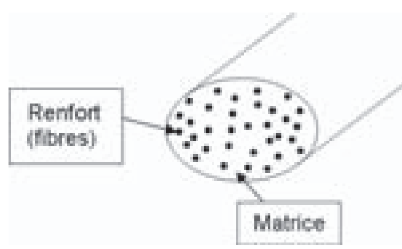


Figure 24.13 – Structure d'un composite.

La matrice joue un rôle de liant pour les renforts. Les renforts, ou fibres, supportent les efforts appliqués sur la pièce. L'orientation des fibres influence les caractéristiques mécaniques.
Exemple de composite : béton armé avec du fer jouant le rôle des renforts, le béton jouant le rôle de la matrice.
Exemple de composites hautes performances : bore pour les fibres et époxyde pour la matrice ; bore pour les fibres et aluminium pour la matrice.

24.5.1 Fibres de renfort

Les fibres de renfort peuvent être en verre (apparues vers 1940), en carbone (par exemple, Kevlar), en métal comme du tungstène ou céramiques.

24.5.2 Matrices

Les matrices peuvent être organiques (thermoplastiques ou thermodurcissables), carbonées ou métalliques (par exemple Al Si_{12} renforcée de fibres de carbone).
Les matrices céramique représentent un choix en général peu judicieux car la céramique est peu ductile. On les trouve dans des applications particulières : béton armé, tôle ondulée en fibre de verre.

Exercice type

Considérons une boîte de vitesses d'automobile à engrenages.

Q1) À quels types de sollicitations doivent résister les dentures des engrenages ?

Q2) Donnez les traitements thermiques appropriés pour obtenir ces caractéristiques en considérant que les engrenages sont en acier au carbone.

Q3) Les joints de la boîte de vitesses sont en polychloroprène. Donnez le nom du monomère de base.

Reportez-vous aux réponses page 358.

Pour aller plus loin

Décrivez le traitement thermique qu'une pièce a subi à partir de l'observation : différentiel d'une automobile, arbre à cames et vilebrequin, piston et étrier d'un frein à disque, engrenages de l'automobile, etc.

Activités sur Internet :

http://www.listepgm.org – http://www.otua.org – http://www.machine-outil.com – http://soleildacier.ouvaton.org – http://www.soudeur.com/default.asp

Caractéristiques mécaniques et essais des matériaux

25

Plan

Compétences visées : RDM1 à 4.

25.1 Définitions

Les essais mécaniques des matériaux sont utilisés pour connaître de manière expérimentale les valeurs des caractéristiques principales des matériaux afin de les utiliser de manière optimale pour les constructions mécaniques. Par exemple, dans un alternateur, les **roulements à billes** doivent avoir certaines caractéristiques de **dureté**, de **résilience** et de résistance à la **fatigue** pour être performants (figure 25.1).

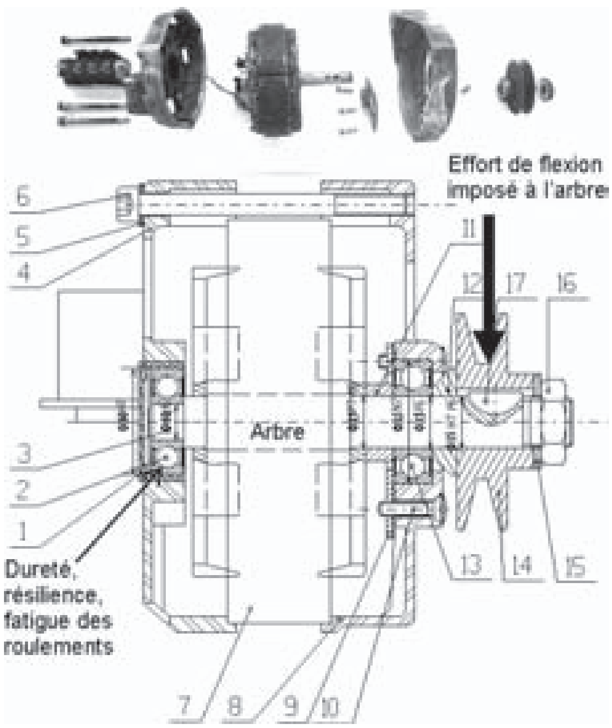


Figure 25.1 – Alternateur d'automobile.

On distingue ainsi :

- la **traction**, situation où un matériau est tiré de part et d'autre ;
- la **compression**, situation où un matériau est poussé de part et d'autre ;
- le **cisaillement**, situation où deux sections successives d'un matériau sont soumises à des efforts ayant tendance à les faire glisser l'une sur l'autre ;
- la **torsion**, situation où un matériau est soumis à un couple opposé de part et d'autre. Deux sections successives ont tendance à glisser en rotation l'une par rapport à l'autre ;
- la **flexion**, situation où un matériau est soumis à un effort placé loin de l'encastrement de la pièce, celui-ci ayant tendant à faire fléchir la pièce ;

- l'**élasticité**, aptitude d'un matériau à se déformer sans entraîner de déformations irréversibles au sein de la matière. Le caoutchouc est un exemple de matière ayant une grande élasticité ;
- la **plasticité**, aptitude d'un matériau à se déformer de manière irréversible jusqu'à la rupture. La pâte à modeler est un exemple de matière ayant une grande plasticité ;
- la **ductilité**, aptitude d'un matériau à se déformer plastiquement sans entraîner sa rupture. L'allongement en pourcentage (A %) est son principal indicateur. Si $A \geq 5\,\%$, le matériau est ductile. Sinon, il est fragile ;
- la **dureté**, aptitude d'une pièce à résister aux pressions de contact (rayures, poinçonnage). Les différentes échelles de dureté correspondent aux outils utilisés pour la mesure de celle-ci ;
- la **résilience**, aptitude d'une pièce à résister aux chocs (en J/m^2) ;
- le **fluage**, aptitude d'un matériau à résister a un effort continu dans le temps, par exemple le verre d'une vitre ;
- la **fatigue**, aptitude d'un matériau à résister aux efforts alternés sur un matériau au cours du temps : flexion, traction ou torsion alternées.

25.2 Essai de traction

Cet essai est destiné à déterminer les limites élastiques, les limites mécaniques et les limites à la rupture des matériaux soumis à de la traction (figure 25.2). Il permet notamment d'évaluer l'élasticité et la ductilité du matériau (figure 25.3).

On place une éprouvette entre deux mors qui la serre. L'éprouvette est alors tirée entre les mors et les limites sont données par la machine de traction.

Prenons l'exemple de l'alternateur. L'arbre, soumis à de la flexion, doit rester dans la limite élastique sous peine d'altérer le fonctionnement, ou le rendement. À l'inverse, la carrosserie de l'automobile est prévue pour se déformer plastiquement pour absorber les chocs.

Pour l'aluminium ou les aciers spéciaux, on obtient une courbe où les domaines sont moins facilement repérables et où l'on sera obligé de faire des approximations.

Il est à noter que pour les fontes, le domaine plastique est presque inexistant. On dit alors que le matériau est fragile (figure 25.4).

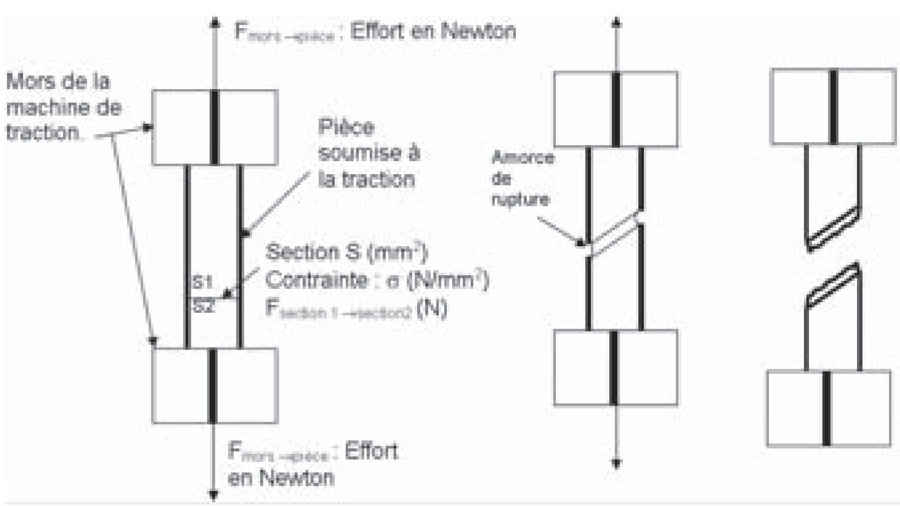


Figure 25.2 – Essai de traction.

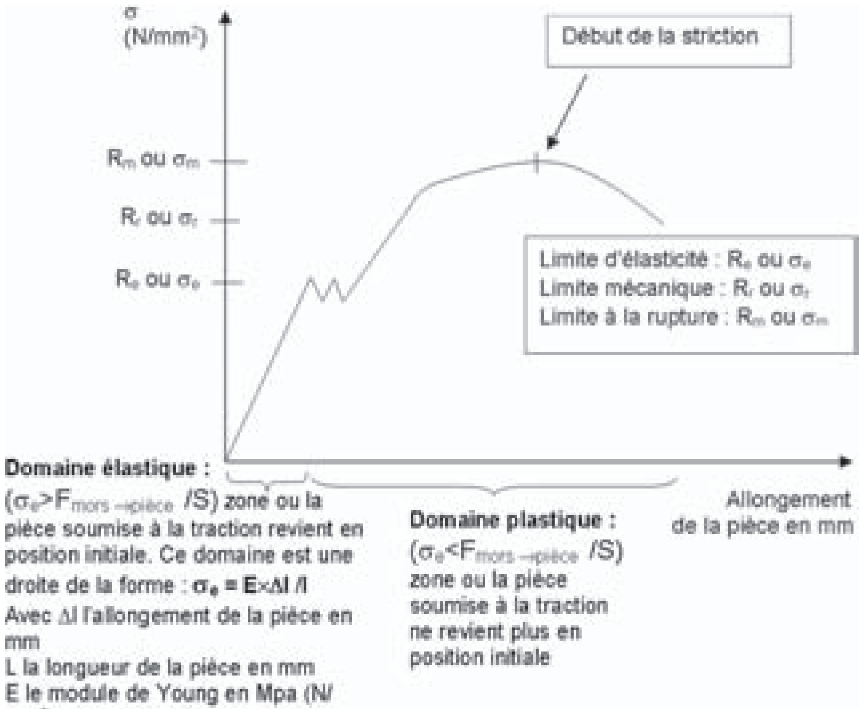


Figure 25.3 – Courbe σ = *f*(A %) pour un acier.

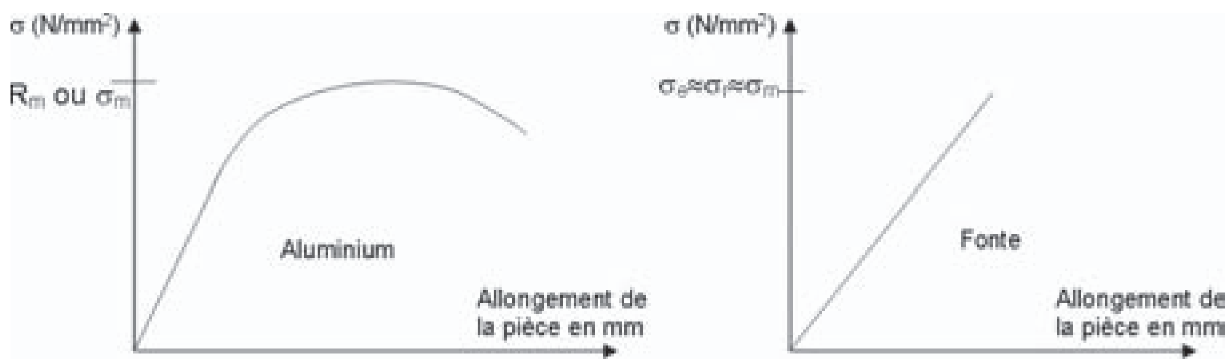


Figure 25.4 – Courbe σ = *f*(A %) pour l'aluminium et la fonte.

25.3 Essai de dureté

Reprenons l'exemple des roulements sur l'alternateur. La dureté des bagues est des billes est généralement comprise entre 58 et 63 HRC. C'est une grande dureté. Mais que cela veut-il dire ?

La dureté est évaluée en mesurant l'empreinte d'un outil sur la surface de la matière. À force égale sur le matériau, plus l'empreinte est grande, moins le matériau est dur. L'empreinte est en général mesurée au microscope. Il existe plusieurs types d'essai de dureté (figure 25.5).

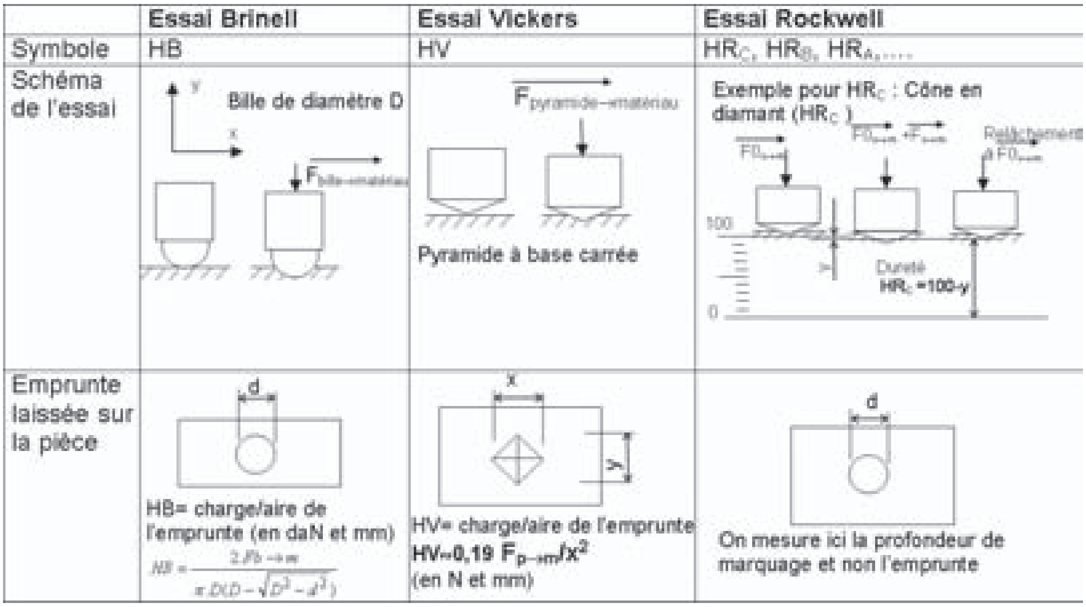


Figure 25.5 – Essais de dureté.

Le tableau 25.1 indique les correspondances indicatives entre les duretés, la résistance mécanique à la traction, et les traitements effectués.

Tableau 25.1 – Comparaison entre les duretés.

Dureté Brinell HB ($P = 30D^2$) Ex. de désignation : HB 100	**Dureté Rockwell HRC Ex. de désignation : 55 HRC**	**Dureté Vickers HV Ex. de désignation : HV 230**	**Résistance mécanique à la traction (en MPa)**	**Évaluation de la dureté**	**Matière**
	60	697		Très dur	Acier traité (cémentation, nitruration)
	55	595		Très dur	Acier traité (trempe)
	48	484		Très dur	Acier, verre
385	40	390	1 270	Très dur	Fonte
310	32	310	1 000	Très dur	Acier
260	26,5	260	840	Très dur	
230	20	230	760	Dur	
140		140	480	Dur	
100		100	350	Faible	Bronze, fer
80		80	270	Faible	
20					Polystyrène

25.4 Essai de résilience

L'essai de résilience a pour objectif la mesure d'un module caractérisant la résistance aux chocs. Par exemple, les roulements, et notamment ceux de l'alternateur, présentent de bonnes caractéristiques de résilience.
L'essai s'effectue par la mesure de l'énergie absorbée par la rupture d'une éprouvette préalablement entaillée. La résilience K (J/cm^2) représente, en fait, le rapport entre l'énergie W en J nécessaire pour rompre l'échantillon et la section utile en fond d'entaille (cm^2) :

$$\boxed{K = \frac{W}{S}}$$

Il existe deux possibilités de rupture : la **rupture fragile** (énergie absorbée par l'échantillon faible) et la **rupture ductile** (énergie absorbée par l'échantillon importante).

25.4.1 Méthode de Charpy

Une méthode fréquemment utilisée pour mesurer la résilience est la méthode pendulaire. La figure 25.6 montre l'exécution de l'essai par flexion en trois points, dite méthode de Charpy.
Une éprouvette (avec ou sans entaille) reposant sur deux appuis simples est soumise à une charge appliquée au milieu des deux appuis.

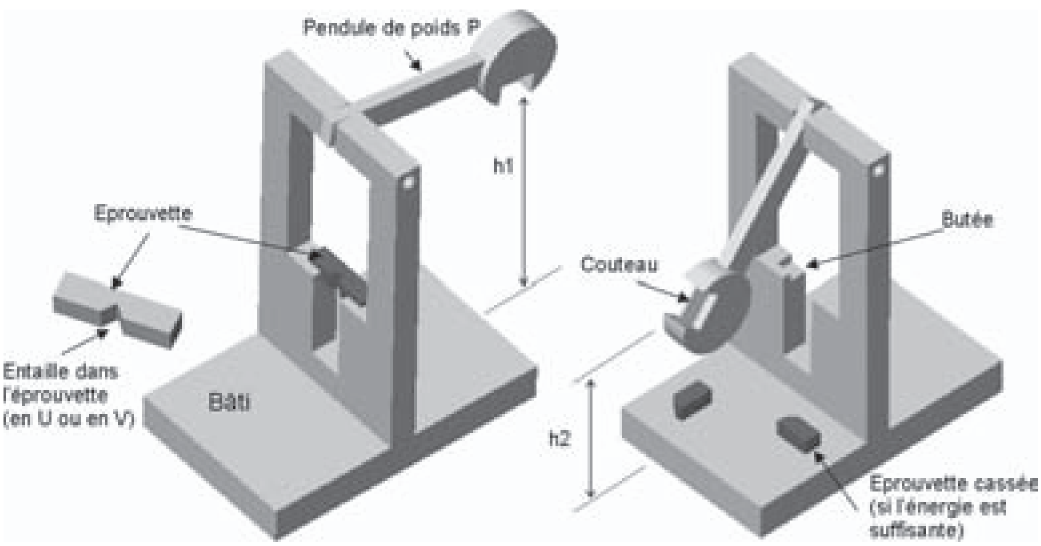


Figure 25.6 – Résilience.

On mesure h_2 et h_1 qui représentent la hauteur des positions initiale et finale :

- l'énergie potentielle au départ est : $E_d = P h_1$;
- l'énergie potentielle à l'arrivée est : $E_a = P h_2$;

L'énergie absorbée par l'éprouvette est donc : $\boldsymbol{E = P(h_1 - h_2)}$, c'est-à-dire :

$$\boxed{W = Mg(h_1 - h_2)}$$

Plus ce rapport est grand, plus la résilience est grande.

25.4.2 Méthode instrumentée

Cette mesure enregistre la loi de comportement force/flèche, ce qui permet de calculer le travail effectué jusqu'à certains temps spécifiques. En général, le percuteur est muni de jauges de déformation. Ces enregistrements de valeurs permettent de mieux caractériser le pourcentage de rupture fragile et l'énergie consommée au cours des différents stades de l'essai.

25.4.3 Paramètres influençant la mesure de la résilience

Plusieurs paramètres influencent la mesure de la résilience :

- la température d'essai ; en général, plus la température d'essai est élevée, plus la ductilité du matériau est grande.
- le rapport entre la largeur (ℓ) et la longueur (L) ; un matériau est caractérisé par une résilience d'autant plus forte que son coefficient ℓ/L est important ;
- la triaxialité des contraintes ; elle est mise en évidence par exemple à partir de l'acuité de l'entaille (entaille en V ou en U) ;
- la structure du matériau : les structures cristallines (CFC, CC…) influencent elles aussi la résilience. On peut également retenir que l'affinement des grains d'une structure permet d'augmenter la limite élastique, et donc d'augmenter la résilience.

25.5 Essai de fluage

Le fluage des matériaux représente la déformation d'un matériau soumis à une force constante et inférieure à la limite élastique du matériau sur une durée imposée. Par exemple, les vitres en verre fluent sous leur propre poids au cours du temps (figure 25.7).
On simule le fluage de la matière précontrainte et soumise à une certaine température sur une longue durée. On relève les dimensions de la matière et on la compare aux autres matériaux.

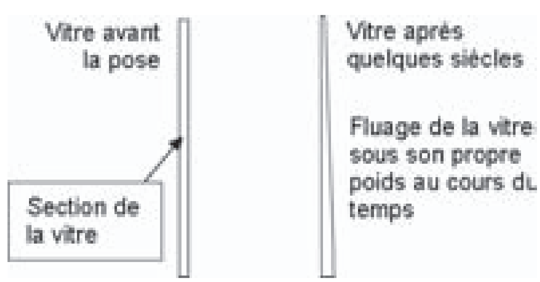


Figure 25.7 – Fluage du verre.

25.6 Essai de fatigue

L'essai de fatigue est un essai statistique. Il permet de déterminer la rupture d'un lot de pièces identiques soumises à une flexion alternée sur un temps donné (figure 25.8). Par exemple, l'arbre d'un alternateur est soumis à de la flexion alternée.

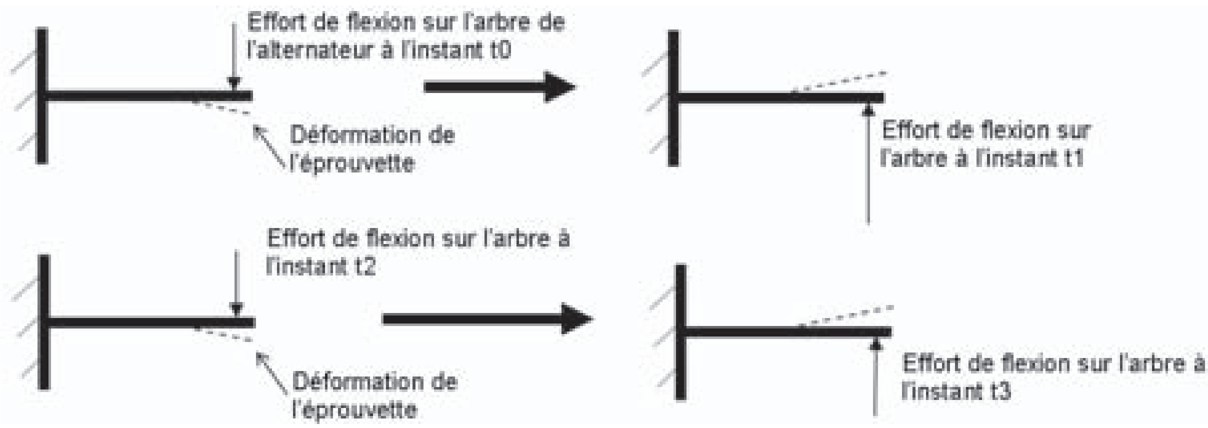


Figure 25.8 – Endurance à la flexion.

Le tableau 25.2 donne l'endurance d'un acier et d'une fonte déterminée expérimentalement.

Tableau 25.2 – Endurance de deux matériaux

Matériaux	Contrainte limite de fatigue	Nombre de cycles maximal avant la fatigue
Acier dur	300 MPa	10^6
Fonte à graphite lamellaire	40 MPa	10^6

L'acier considéré ne fatiguera jamais avec une contrainte de fatigue inférieure à 300 MPa. En revanche, l'aluminium est un matériau peu endurant. À partir de 100 MPa, il aura toujours tendance à fatiguer avec le temps (pas de limite de fatigue).
La fatigue du matériau se transforme en rupture aux endroits de la pièce où résident des concentrations de contraintes.

25.7 Photoélasticité

Les pièces dont on veut connaître la valeur des contraintes en fonctionnement sont simulées par les mêmes pièces mais réalisées en plastique transparent. Ces pièces en plastique sont soumises à des efforts proportionnellement égaux par rapport aux pièces réelles et un appareil optique spécial permet d'observer des zones où se concentrent les contraintes.
Prenons l'exemple d'une sphère en appui sur un plan. Les contraintes sont maximales à l'endroit de l'appui de la bille sur la pièce, mais aussi à l'endroit où une rainure a été taillée dans la pièce (les arêtes de la rainure ayant tendance à concentrer les contraintes à cet endroit). Des couleurs apparaissent aux endroits les plus sollicités sur la pièce en plastique (figure 25.9).

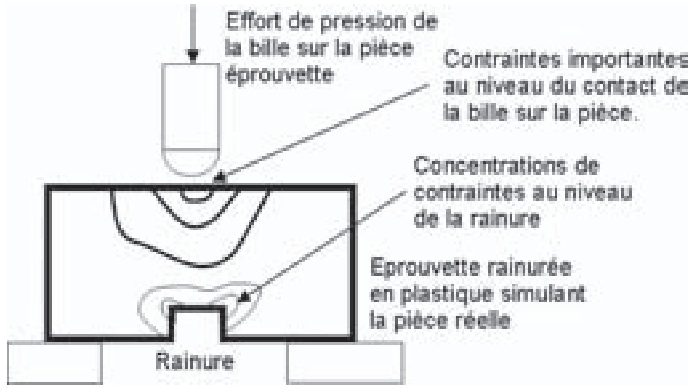


Figure 25.9 – Photoélasticité.

25.8 Extensométrie

L'extensométrie repose sur l'utilisation de jauges de déformation collées aux endroits où l'on veut mesurer les contraintes. Ces jauges sont composées d'un fil électrique enroulé. Lors de la déformation, la résistance électrique varie. Un calculateur convertit ensuite la différence électrique en contrainte (figure 25.10).

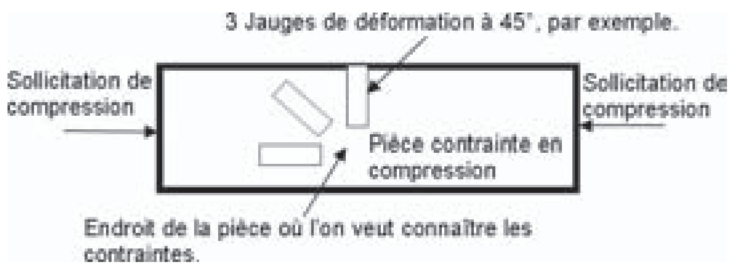


Figure 25.10 – Extensométrie.

Exercice type

Le système étudié est la pompe à pistons axiaux vue au chapitre 12 (voir figure 12.13).

Q1) Quelles propriétés doivent avoir le piston et le plateau de la pompe ? Justifiez votre réponse.

Q2) L'inclinaison du plateau entraîne une alternance des contraintes de traction et compression. Quel type de matériaux choisiriez-vous pour l'arbre et le plateau, sachant que la fatigue est le critère important.

Q3) L'acier pour réaliser une entretoise est en S235. Que signifie 235 ? Comment ce chiffre est-il déterminé ?

Reportez-vous aux réponses page 358.

Pour aller plus loin

Décrivez les caractéristiques d'une pièce à partir de l'essai de dureté. À force égale, comparez l'emprunte laissée par une bille sur de l'acier doux et sur un arbre à cames d'automobile. Que pouvez-vous en conclure ?

Activités sur Internet :

http://www.listepgm.org – http://www.otua.org – http://www.machine-outil.com – http://soleildacier.ouvaton.org – http://www.soudeur.com/default.asp

Corrigés des exercices

Chapitre 1

R1) La réponse est donnée sur la figure 1.14 corrigée.
R2) La réponse est donnée sur la figure 1.15 corrigée.

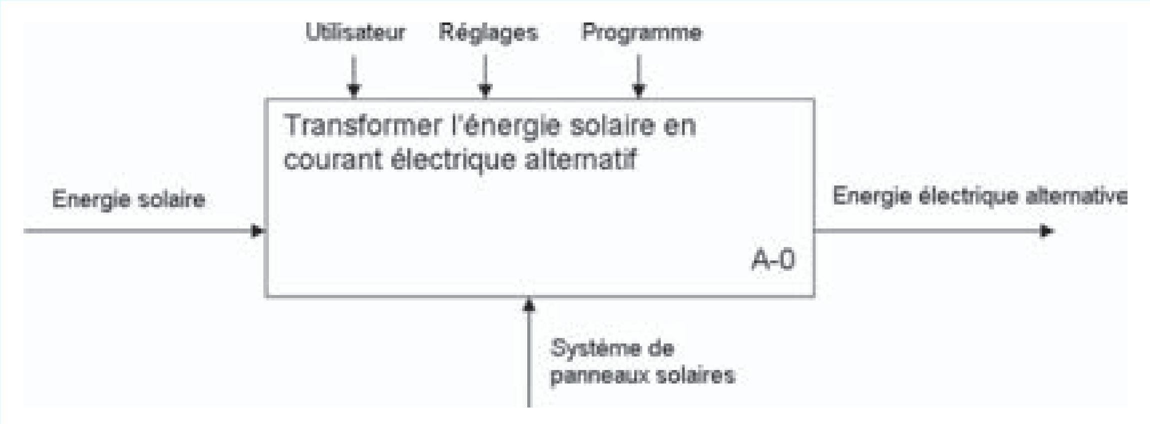


Figure 1.14 – Diagramme A-0 Système de panneaux solaires : corrigé.

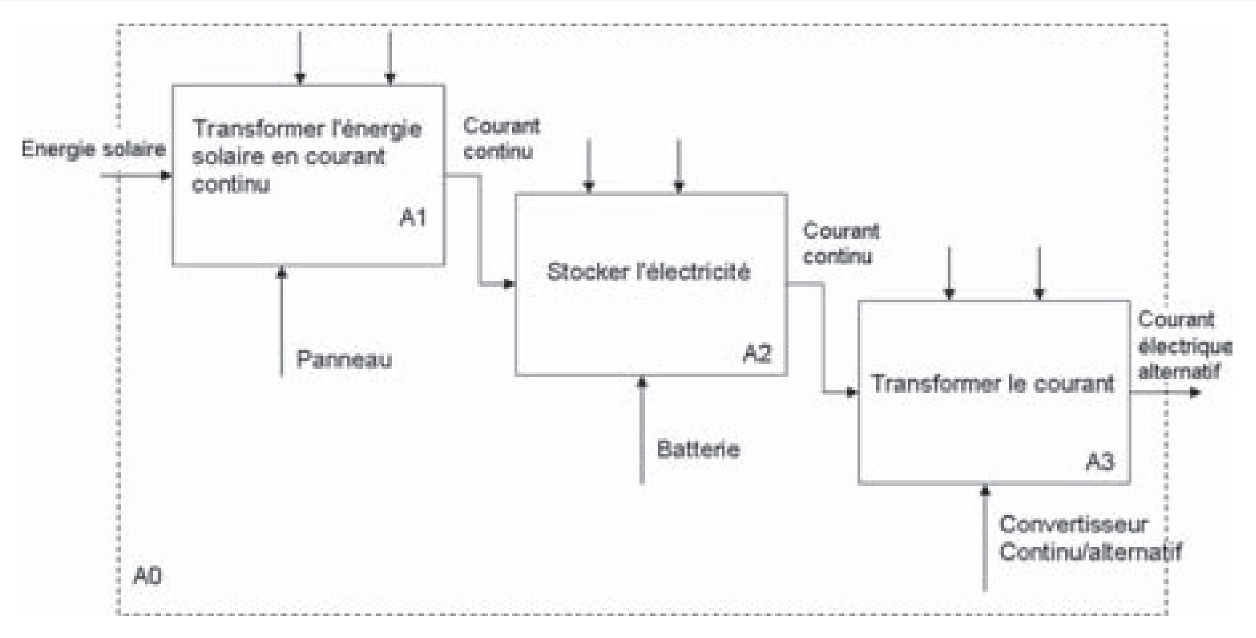


Figure 1.15 – Diagramme A0 Système de panneaux solaires : corrigé.

Chapitre 2

R1) (A) : vue éclatée. (B) : dessin d'ensemble. (C) : dessin de définition. (D) nomenclature.
R2) Voir figure 2.9.
R3) 6 : mors mobile ; 9 : vis.
R4) S235.
R5) Le dessin B donne une vue globale du mécanisme pour une compréhension du système. Le dessin C représente la pièce 2 dans le but de la fabriquer.

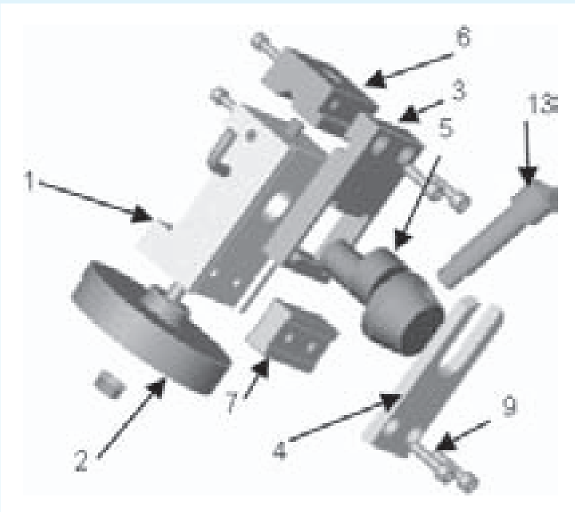


Figure 2.9 – Exercice sur le canon de perçage : corrigé de la question 2.

Chapitre 3

R1) Voir figure 3.15.
R2) Fonctions :
Rainure : **Centrer le mors mobile**.
Lumière : **Réaliser la transformation de la rotation en translation pour le serrage**.
Perçage et lamage : **Maintenir en position le mors mobile**.
R3) et **R4)** Voir figure 3.15.

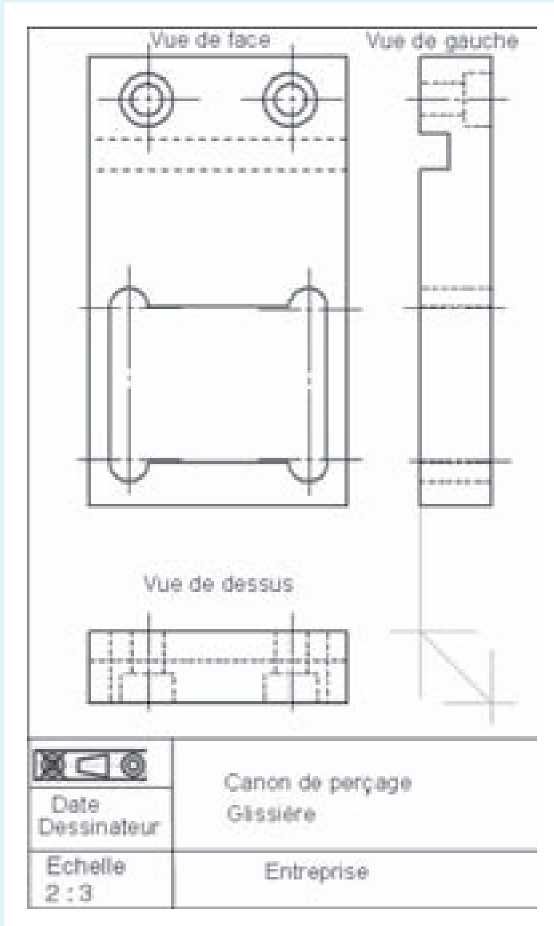


Figure 3.15 – Dessin de la glissière : corrigé.

Chapitre 4

R1) Les fonctions sont respectivement :

- **Participer à l'assemblage et à l'étanchéité du mécanisme.**
- **Réaliser l'assemblage des pièces 3, 4 et 5.**
- **Centrer l'injecteur sur le bloc moteur.**

R2) Voir figure 4.14.

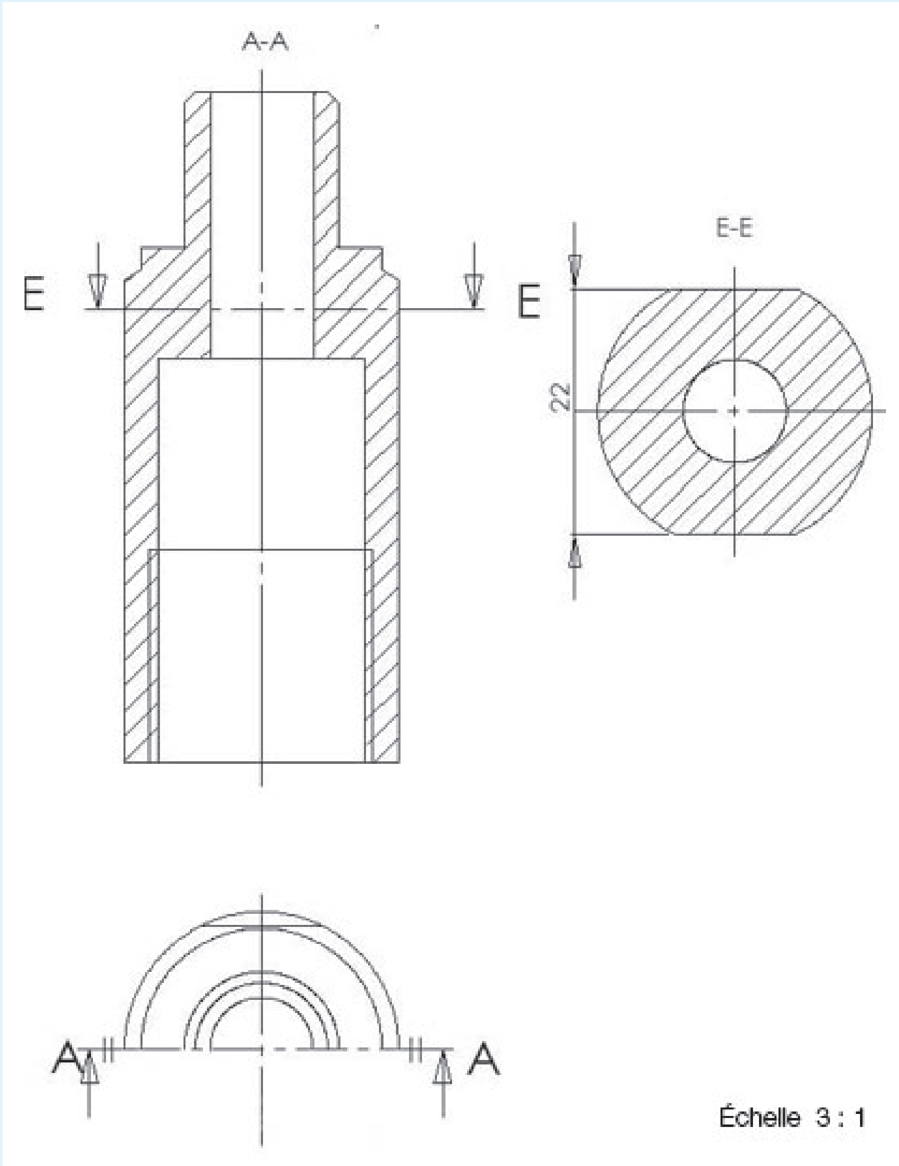


Figure 4.14 – Injecteur : corrigé.

Chapitre 5

Fonction **Guider l'aiguille et autoriser un retour de gasoil au réservoir** (fuites internes).

Chapitre 6

Tableau 6.8 – Corrigé de l'exercice matériaux.

	Pièce 26	Pièce 5	Pièce 4	Pièce 1
Nom de la pièce	Bobine	Joint	Guide	Couvercle
Fonction de la pièce	Créer un champ magnétique	Réaliser l'étanchéité	Activer la translation du chariot	Isoler le disque dur
Matière	Cu-ETP	PA 11	X5 Cr Ni Co 18-10-10	EN AW 2017 [Al Cu 4 Mg]
Couleur du matériau de la pièce	Orange	Dépend des additifs	Gris	Gris
Ferromagnétiques	Non	Non	Oui	Non
Décodage de la désignation normalisée du matériau	Alliage de cuivre 1 % de plomb	Polyamide type 11	Acier fortement allié avec 18 % de chrome, 10 % de nickel et 10 % de cobalt	Alliage d'aluminium, 4 % de cuivre, et des traces de magnésium
Masse volumique (masse volumique = masse/volume)	9 000 kg/m^3	1 000 à 2 000 kg/m^3	8 000 kg/m^3	2 700 kg/m^3
Type de hachures utilisées pour les coupes des pièces sur les dessins (voir dessin ou ressource)				
Matériau isolant ou conducteur électrique ?	Conducteur	Isolant	Conducteur	Conducteur
Bonne résistance aux déformations ? (Très bonne, bonne ou mauvaise)	Bonne	Mauvaise	Très bonne	Bonne
Pourquoi a-t-on choisi cette matière (voir la fonction citée ci-dessus) ?	Le cuivre est très bon conducteur. On perd ainsi moins en rendement électromagnétique	Matière déformable pour l'étanchéité	Acier au cobalt avec une rémanence magnétique. Cette matière participe à la translation du chariot	Pièce en aluminium pour protéger les composants sans être trop lourd (masse volumique faible pour l'aluminium)

Chapitre 7

Axe 28 : l'axe est usiné dans la masse sur un tour à commande numérique, puis rectifié pour la portée du roulement et celle du support de disques 29. La précision est recherchée pour la fonction **Guider en rotation**.
Corps 3 : il est obtenu par moulage puis usinage. Les surfaces brutes ne sont pas usinées. Les surfaces fonctionnelles sont usinées pour le joint et pour le guidage en rotation des disques. La précision est recherchée pour ces fonctions.
Plaque 36 : la surface est fraisée sur un centre d'usinage puis rectifiée et polie pour avoir une précision optimale **Guider les têtes de lecture**.

Chapitre 8

R1) Classe A : {1+2+3+4+16+15+36+35+33+39+23+26+24}
Classe B : {6+31+37+8+9+10+12+13}
Classe C : {21+22+25+28+29+30+18+17+14}
R2) Voir figure 8.17.

- Entre A et B : liaison glissière d'axe (O ; x). Fonction **Guider en translation le chariot**.
- Entre A et C : liaison pivot d'axe (O ; y). Fonction **Guider en rotation les disques**.
- Entre B et C : liaisons appui plan de normale (O ; y). Fonction **Lire et écrire les données**.

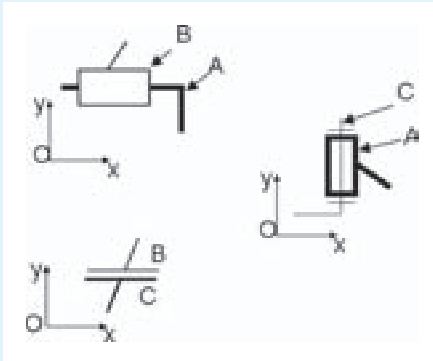


Figure 8.17 – Liaisons entre les classes d'équivalence cinématique.

Chapitre 9

R1) On définit trois classes d'équivalence cinématique :

- classe A : ensemble des pièces liées au corps de la pompe (corps, visserie, couvercles, bloc) ;
- classe B : ensemble des pièces liées au piston (piston) ;
- classe C : ensemble des pièces liées au plateau incliné (plateau, arbre moteur, entretoise clavette de la poulie, écrous, poulie d'entraînement).

Remarque : les éléments déformables (joints et ressorts), les roulements et les clapets n'interviennent pas dans les classes d'équivalence cinématique.

R2) Les mouvements et les liaisons entre les différentes classes d'équivalence cinématique sont les suivants :

- Entre le corps et le piston (figure 9.7) : une translation et une rotation sur l'axe (O ; x), liaison pivot glissant d'axe (O ; x).

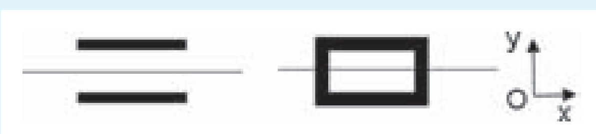


Figure 9.7 – Liaison pivot glissant.

- Entre le corps et le plateau (figure 9.8) : une rotation autour de l'axe (O ; x), liaison pivot d'axe (O ; x).

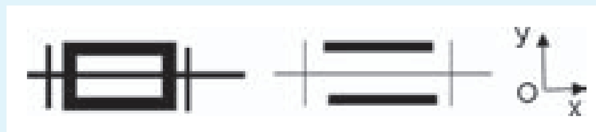


Figure 9.8 – Liaison pivot.

- Entre le piston et le plateau (figure 9.9) : seule la translation sur l'axe perpendiculaire au plateau est impossible (on appellera cet axe (O ; u)) ; liaison ponctuelle de contact (O ; u).

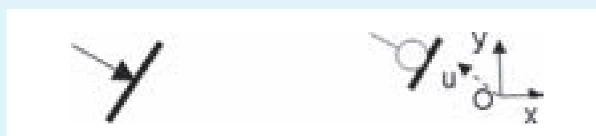


Figure 9.9 – Liaison ponctuelle.

R3) Le graphe des liaisons est donné en figure 9.10.

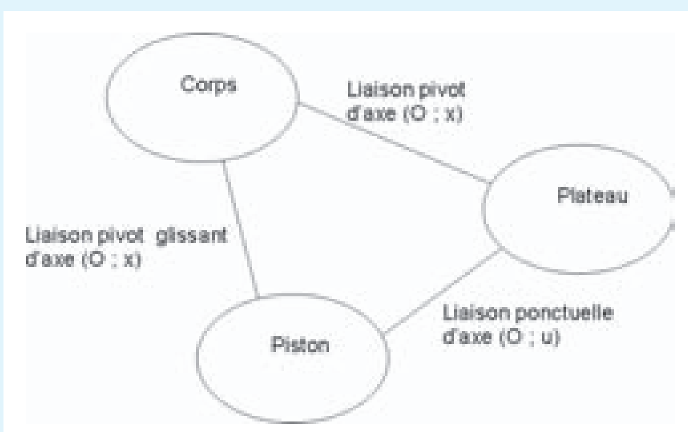


Figure 9.10 – Graphe des liaisons de la pompe.

R4) Le schéma cinématique plan de la pompe à pistons axiaux est donné en figure 9.11 et le schéma cinématique spatial de la pompe à pistons axiaux en figure 9.12.

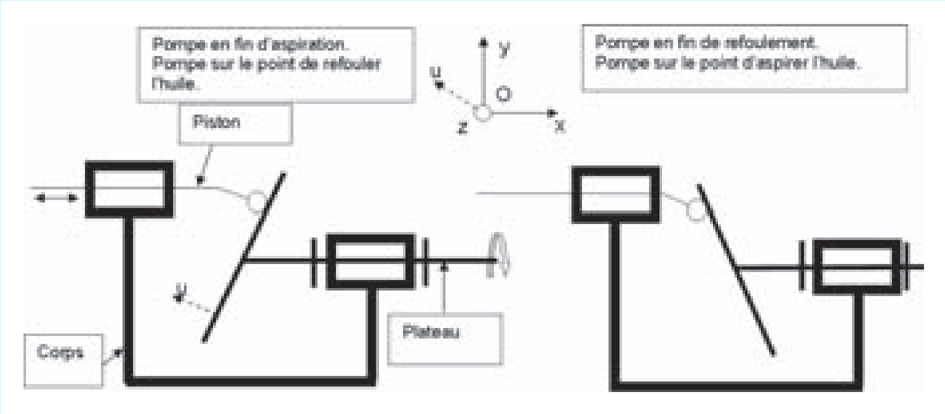


Figure 9.11 – Schéma cinématique plan de la pompe.

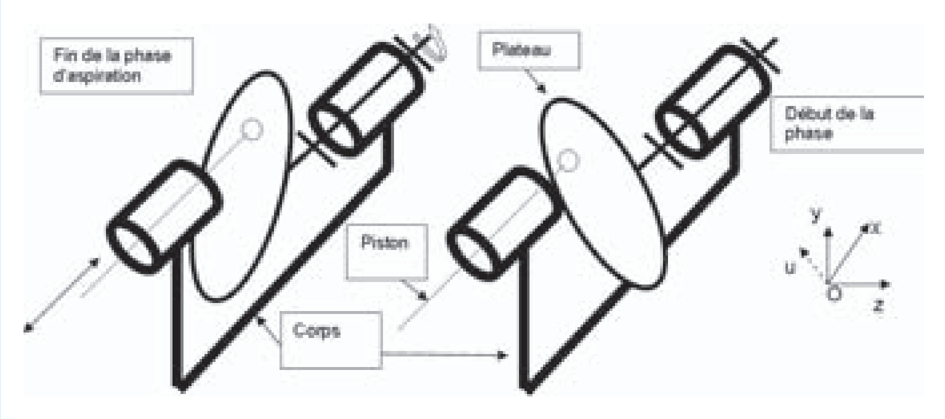


Figure 9.12 – Schéma cinématique spatial de la pompe.

Chapitre 10

R1) La dimension tolérancée pour l'arbre et l'alésage est respectivement : ∅20p6 et ∅20M7.

R2) On obtient les calculs suivants :

$$\begin{aligned} \text{Jeu maximal} &= \varnothing\ \text{alésage maximal} - \varnothing\ \text{arbre minimal} \\ &= 20 - 20{,}022 = -0{,}022\ \text{mm} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \text{Jeu minimal} &= \varnothing\ \text{alésage minimal} - \varnothing\ \text{arbre maximal} \\ &= 19{,}979 - 20{,}035 = -0{,}056\ \text{mm} \end{aligned}$$

R3) L'exemple est un ajustement avec serrage car le jeu maximal et le jeu minimal sont négatifs.

R4) Il faut choisir un montage à la presse car le serrage sera conséquent (au moins 0,022 mm), ou par dilatation (on chauffe l'alésage et on refroidit l'arbre pour les monter).

R5) Voir la figure 10.10 corrigée.

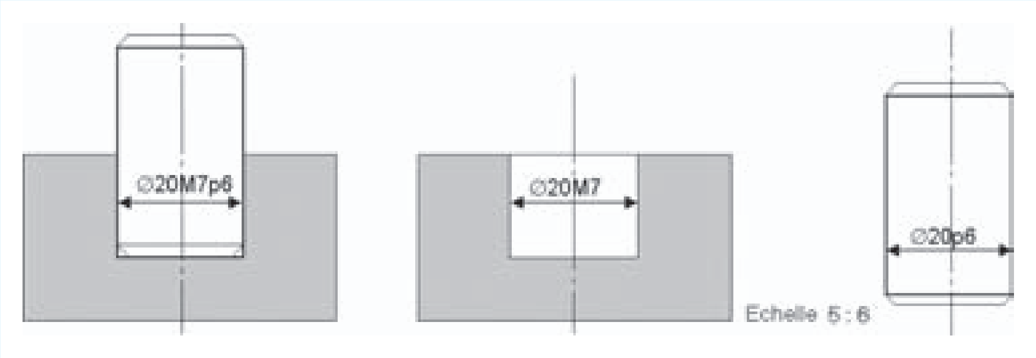


Figure 10.10 – Pied de positionnement ajusté ∅20M7p6 : corrigé.

Chapitre 11

La réponse est donnée sur la figure 11.6 corrigée.

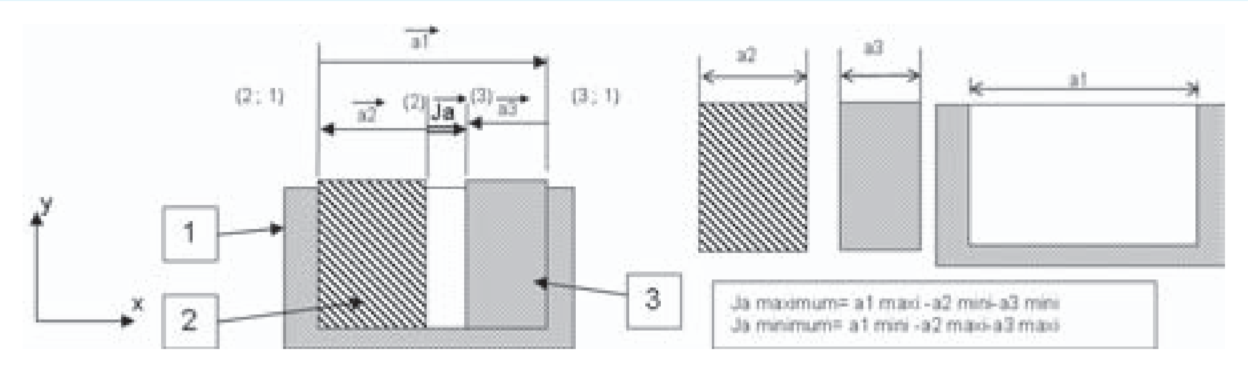


Figure 11.6 – Chaîne de cotes de J_a pour la fonction Ranger les cales étalons 2 et 3 dans leur boîte 1 : corrigé.

R1) Voir la figure 12.17.
R2) et **R3)** Voir la figure 12.16.

R4) Il y aura un problème d'alignement pour les roulements car les deux surfaces ne seront pas coaxiales. Comme les roulements ne fonctionneront peut-être pas dans leur limite de rotulage, ils subiront une usure prématurée.

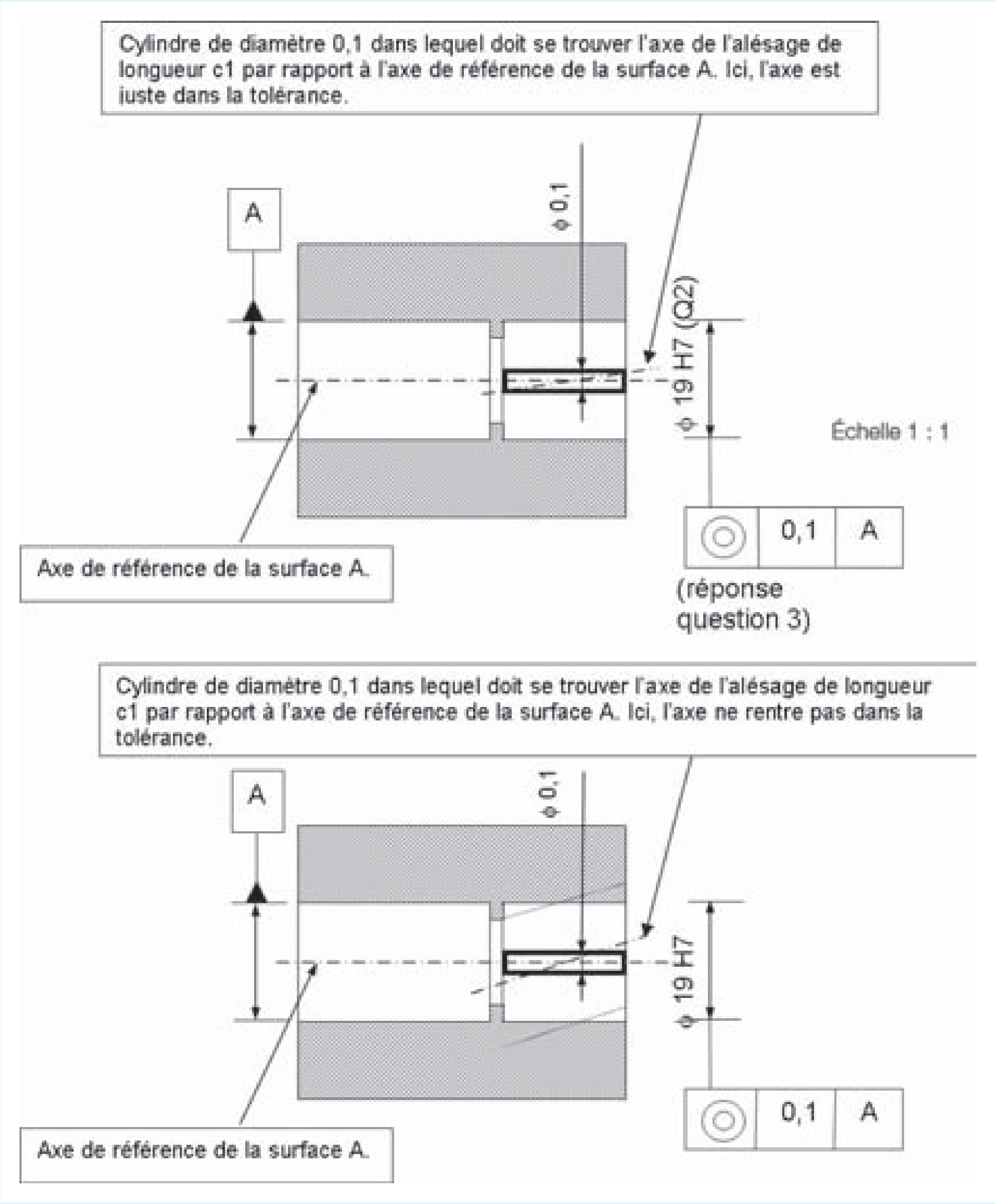


Figure 12.16 – Corrigé des questions 2 et 3.

R5) Voir la figure 12.17.

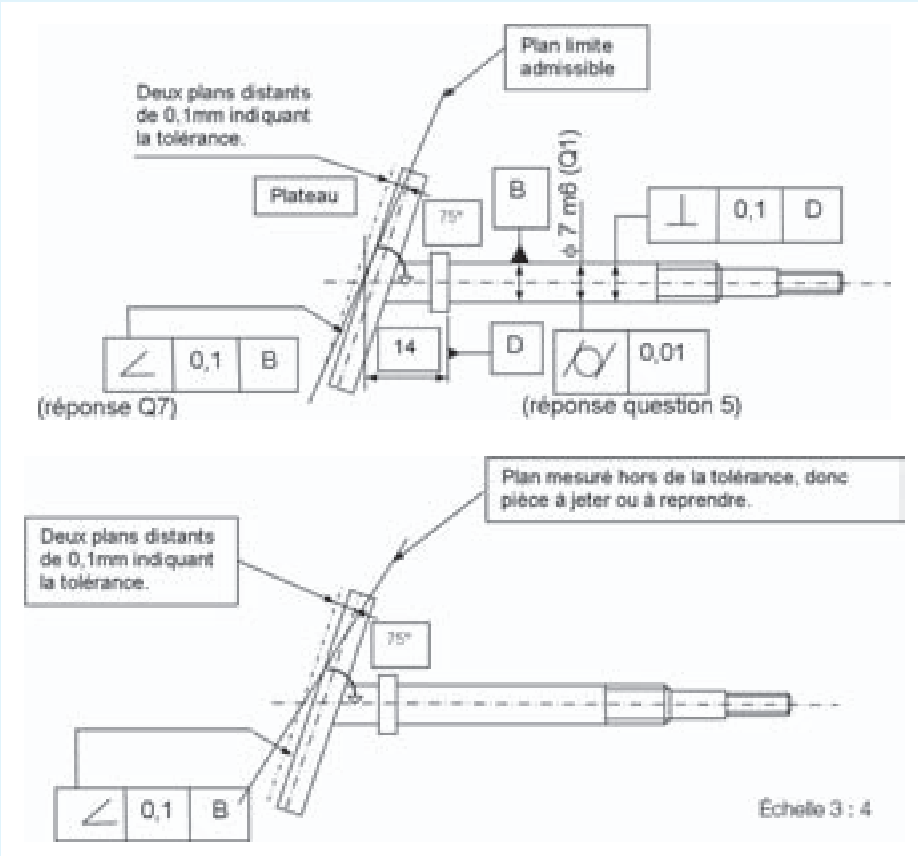


Figure 12.17 – Corrigé des questions 1 et 5.

R6) Les deux roulements ne seront pas bien alignés sur l'arbre.
R7) Voir la figure 12.17.
R8) Il y a aura un problème d'inclinaison du plateau : on aura une trop grande cylindrée ou une trop petite (on ne pourra pas garantir la cylindrée de la pompe au client) (figure 12.18).

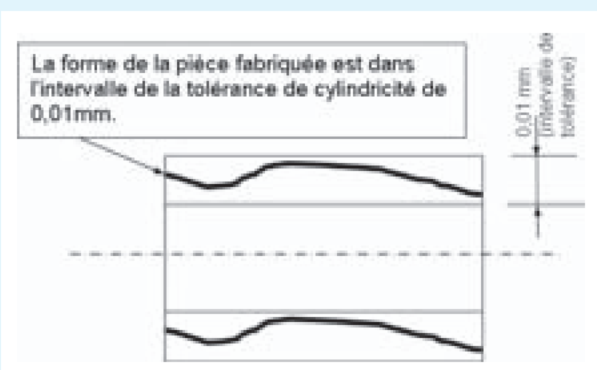


Figure 12.18 – Corrigé de la question 8.

R9) Voir la figure 12.19.
R10) Les axes des 5 trous Ø 6,5 H7 doivent être positionnés dans un cercle de Ø 0,01 mm. Ces axes sont situés sur un diamètre de référence 28 mm et excentrés de 4 mm par rapport à l'axe de la surface de référence C. Les cotes encadrées fixent les axes théoriques idéaux des trous Ø 6,5 H7 et la tolérance de localisation fixe l'intervalle dans lequel les axes réels devront se trouver après fabrication pour que la pièce soit considérée correcte.
R11) Cette tolérance est imposée pour éviter qu'un défaut géométrique de position sur l'axe des pistons empêche la rotation du plateau.

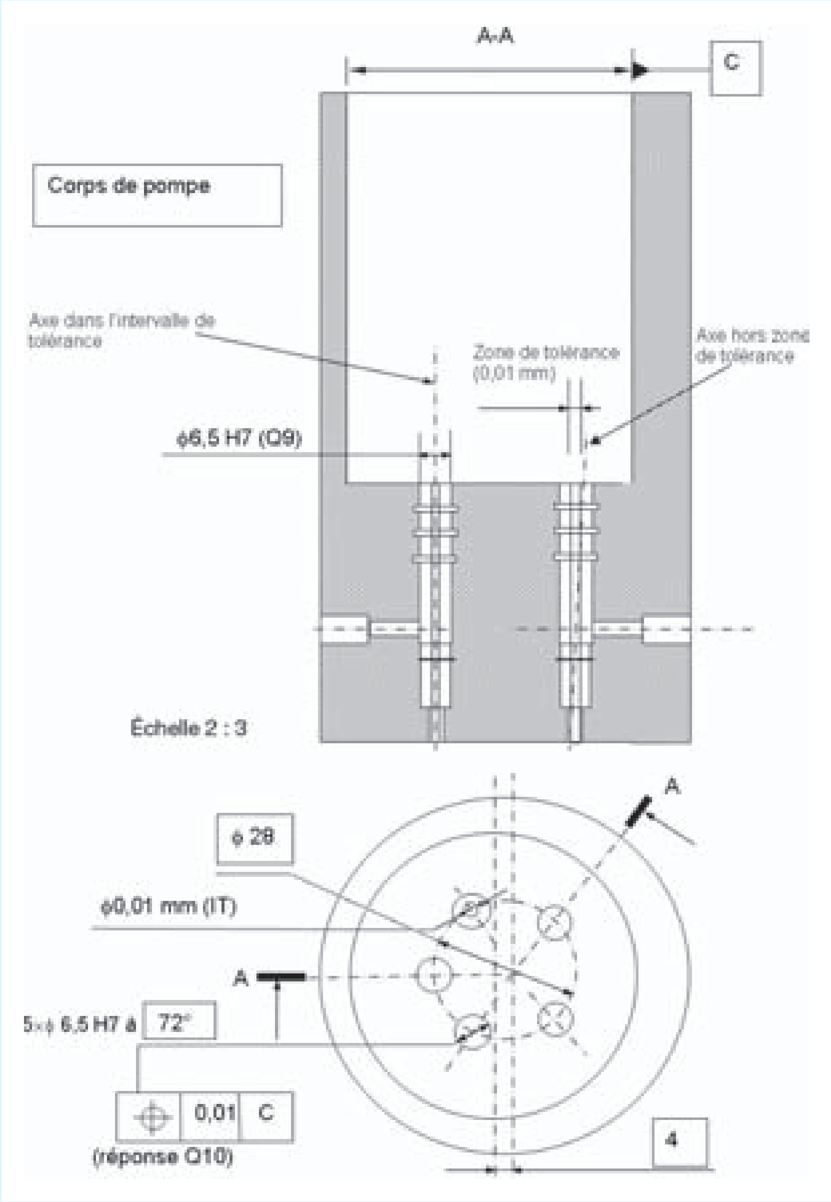


Figure 12.19 – Corrigé des questions 9 et 10.

Chapitre 13

R1) Le plateau doit avoir une rugosité de 0,2 µm. Le procédé est le rodage.
R2) La portée de roulement doit avoir une rugosité de 0,8 µm. Le procédé est la rectification.

Chapitre 15

R1) C'est un mouvement de rotation d'axe (*O*, *y*).
R2) Le guidage est réalisé par un roulement à billes 27 centré sur le corps 16.
R3) Le guidage est soumis à du roulement.
R4) Ce type de guidage est très précis.
R5) Ce type de guidage est rigide.
R6) Ce guidage doit être très précis et rigide car sinon, il y a un risque de mauvais fonctionnement pour les fonctions **Lire** et **Écrire les données sur le disque dur**.

Chapitre 16

R1) C'est un mouvement de translation d'axe (O, x).
R2) Le guidage est réalisé par des éléments roulants (roulements à billes 32 et 38) qui « roulent » sur un guide cylindrique 4 et sur les plaques 36 et 39.
R3) Le guidage est soumis à du roulement.
R4) Ce type de guidage est très précis.
R5) Ce type de guidage est rigide.
R6) Ce guidage doit être très précis et rigide car sinon il y a un risque de mauvais fonctionnement pour les fonctions **Lire** et **Écrire les données sur le disque dur**.

Chapitre 17

R1) Fonction **Bloquer la vis de réglage de l'injecteur**.

R2) Sur le dessin de la figure 17.61, vous devez coter le taraudage M 20, indiquer la cote sur plat de l'écrou, puis, sur la vue de face, coter la hauteur (épaisseur) de l'écrou et enfin préciser le nom de la vue qui se trouve à gauche de la vue de face. Voir la figure 17.61.

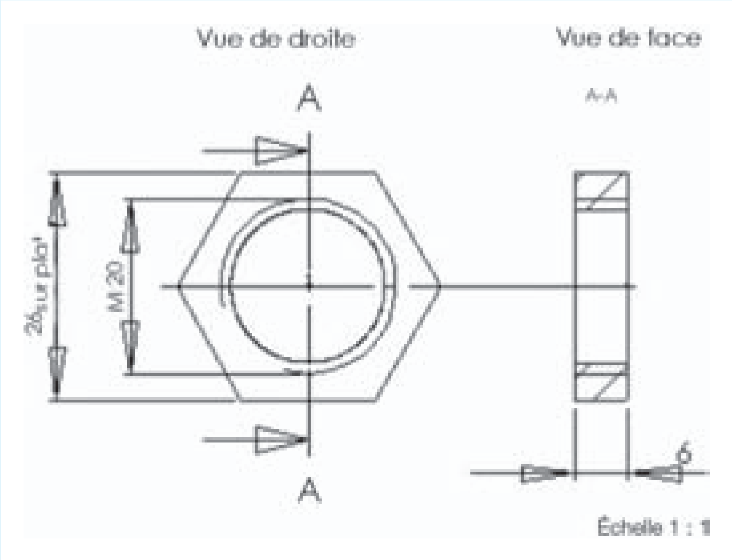


Figure 17.61 – Exercice sur l'injecteur : corrigé.

Chapitre 18

R1) Voici le tableau complété :

Pièce	Nom	Fonction	directe	Indirecte	statique	dynamique
19	Joint	Réaliser l'étanchéité entre les pièces 16 et 3		oui	oui	
5	Joint	Réaliser l'étanchéité entre les pièces 1 et 3		oui	oui	
Flasques en métal du roulement 27	Joint	Réaliser l'étanchéité entre les bagues extérieure et intérieure du roulement 27		oui		oui

R2) Le mode de lubrification du roulement 27 est la graisse.

R3) Le flasque en métal ne touche pas les deux bagues du roulement. Il réalise l'étanchéité par chicanes. L'huile ne pourrait pas être retenue. Le roulement est donc graissé à vie.

Chapitre 19

R1) à **R3)** Voir la figure 19.108a et b corrigée.

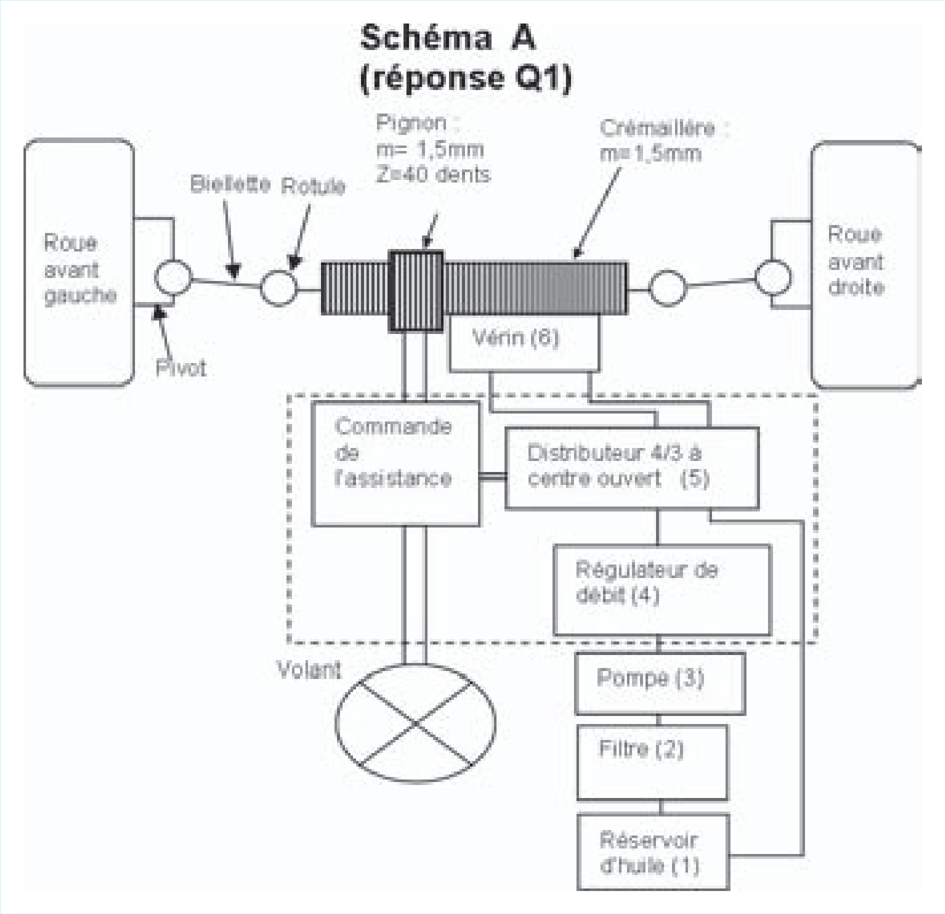


Figure 19.108a – Schéma d'une direction assistée : corrigé.

R4) On a : $p = F/S$ avec $p = 30\text{ bar} = 3\text{ MPa}$.
La force que donne le vérin à la crémaillère vaut :

$$F = pS = 3 \times 800 = \mathbf{2\,400\ N}.$$

R5) Le périmètre du diamètre nominal du pignon vaut :

$$\pi D = 3{,}14 \times 60 = 188{,}4\text{ mm}.$$

Pour un quart de tour, la course de la crémaillère vaut :

$$c = 188{,}4/4 = \mathbf{47{,}1\ mm}.$$

R6) Le volume débité par la pompe pour un quart de tour vaut :

$$v = sc = 800 \times 47{,}1 = 37\,680\text{ mm}^3 = \mathbf{37{,}7\ cm^3}.$$

R7) L'angle de rotation de la roue vaut :

$$\varphi = c/r = 0{,}0471/0{,}17 = \mathbf{0{,}28\ rad}.$$

Soit en degrés : $\varphi = 0{,}28 \times 360/(2\pi) = \mathbf{16^\circ}$.

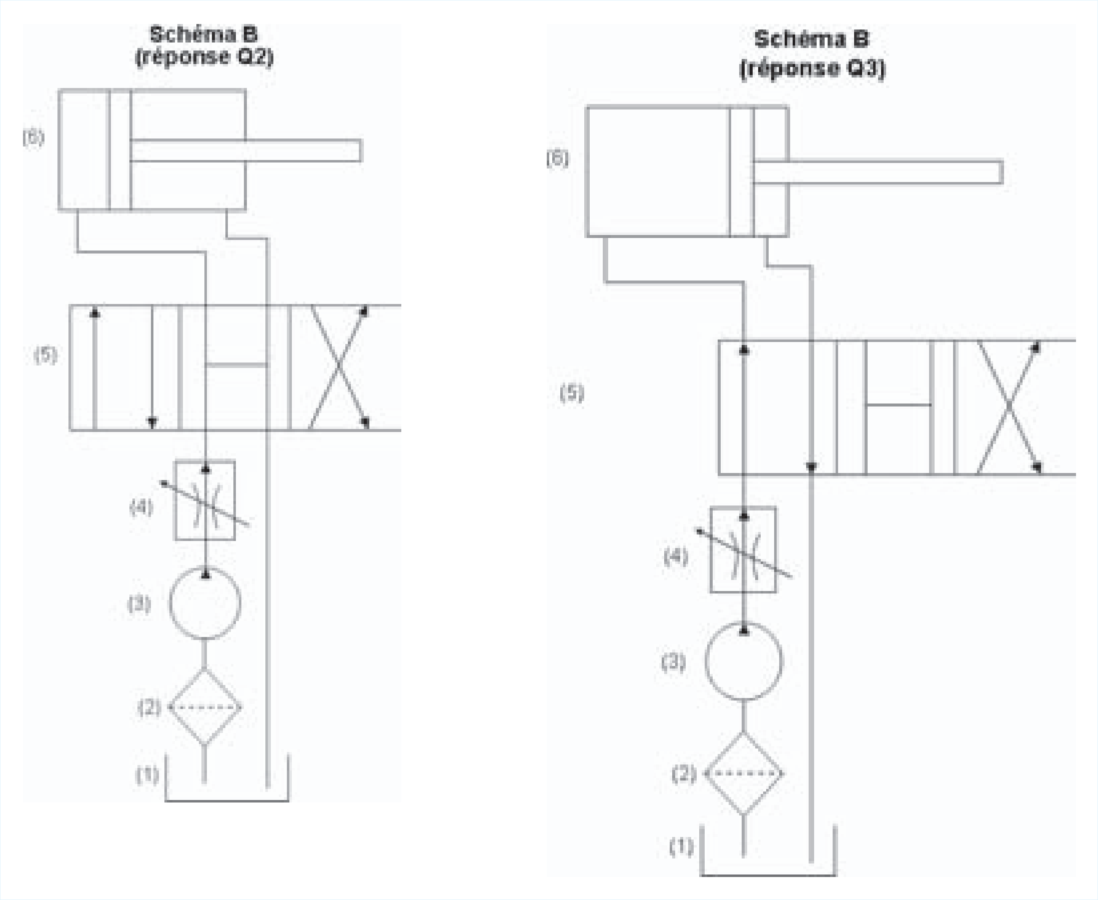


Figure 19.108b – Schéma d'une direction assistée : corrigé.

Chapitre 20

Statique graphique

R1) Voir le tableau 20.9.

Tableau 20.9 – Actions mécaniques sur un casse-noix : corrigé.

Vecteur force	Point d'application	Direction	Sens	Norme (ou intensité) en N
$\overrightarrow{A_{\text{homme} \to \text{levier 1}}}$	A	Verticale	Vers le bas	150
$\overrightarrow{B_{\text{noix} \to \text{levier 1}}}$	B	IB	voir figure 20.25	? 300 N
$\overrightarrow{C_{\text{levier2} \to \text{levier 1}}}$	C	IC	voir figure 20.25	? 150 N

R2) Pour que le levier 1 soit en équilibre il faut que les trois directions des forces soient concourantes en un même point.
R3) Voir figure 20.25.
R4) Voir figure 20.25.
R5) Voir tableau 20.9.

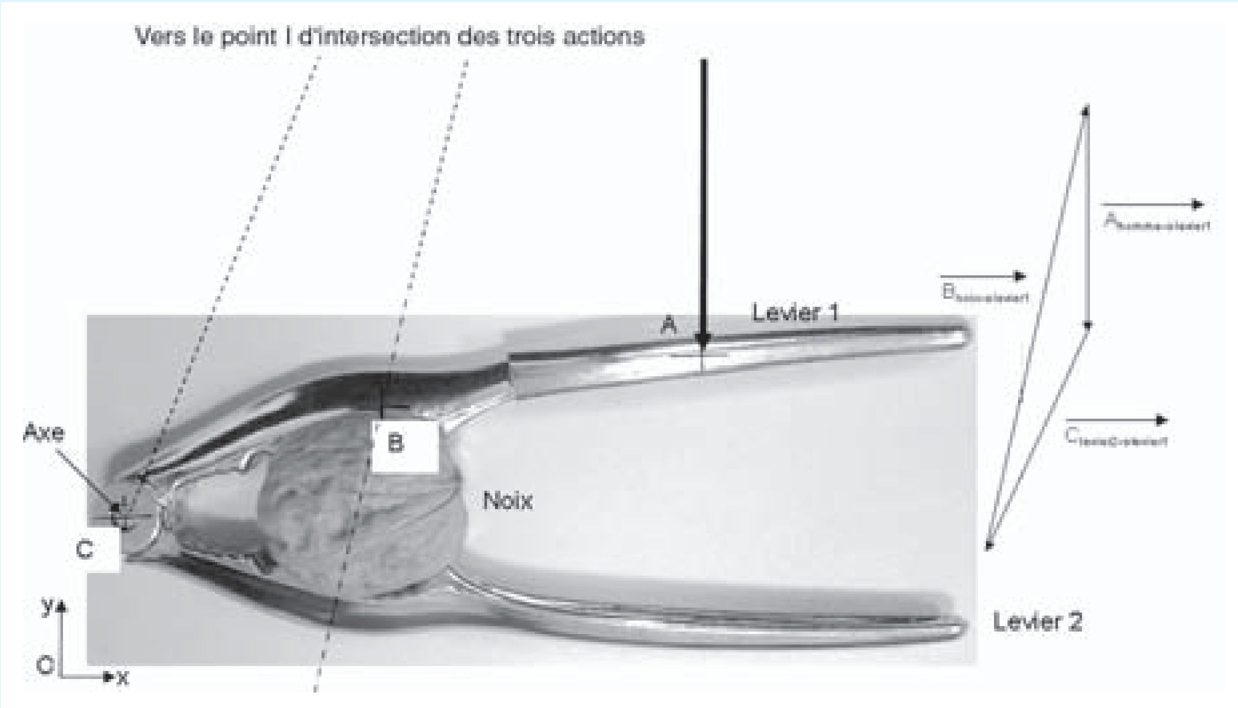


Figure 20.25 – Casse noix : corrigé.

Statique analytique

R1) Les trois vecteurs sont les suivants :

$$\overrightarrow{A_{\text{homme} \to \text{levier 1}}} \left| \begin{matrix} 0 \\ -150 \\ 0 \end{matrix} \right._{A,R}$$

$$\overrightarrow{B_{\text{noix} \to \text{levier 1}}} \left| \begin{matrix} 0 \\ YB_{\text{noix} \to \text{levier 1}} \\ 0 \end{matrix} \right._{B,R}$$

$$\overrightarrow{C_{\text{levier 2} \to \text{levier 1}}} \left| \begin{matrix} 0 \\ YC_{\text{levier 2} \to \text{levier 1}} \\ 0 \end{matrix} \right._{C,R}$$

R2) $YB_{\text{noix} \to \text{levier 1}} + YC_{\text{levier 2} \to \text{levier 1}} - 150 = 0$

R3) Non, car on a une équation pour deux inconnues.

R4) Le moment en C de l'action $C_{\text{levier 2} \to \text{levier 1}}$ est nul.
Le moment en C de l'action $A_{\text{homme} \to \text{levier 1}}$ vaut en norme :

$$M_C\, A_{\text{homme} \to \text{levier 1}} = 150 \times (a + b)$$
$$= 150 \times 0{,}166 = 24{,}9 \text{ N} \cdot \text{m}$$

(signe négatif pour l'équation du moment).
Le moment en C de l'action $B_{\text{noix} \to \text{levier 1}}$ vaut en norme :

$$M_C\, B_{\text{noix} \to \text{levier 1}} = YB_{\text{noix} \to \text{levier 1}} \times a = 0{,}06\, YB_{\text{noix} \to \text{levier 1}}$$

(signe positif pour l'équation du moment).

R5) On a : $0{,}06\, YB_{\text{noix} \to \text{levier 1}} - 24{,}9 = 0$, d'où la norme :

$$\boxed{\left\| \overrightarrow{YB_{\text{noix} \to \text{levier 1}}} \right\| = \frac{24{,}9}{0{,}06} = 415 \text{ N}}$$

Alors $415 + YC_{\text{levier 2} \to \text{levier 1}} - 150 = 0$, d'où la norme :

$$\boxed{\left\| \overrightarrow{YC_{\text{levier 2} \to \text{levier 1}}} \right\| = 265 \text{ N}}$$

Chapitre 21

MRUV

Voir figure 21.18 corrigée.

Tableau 21.2 – Corrigé MRUV.

	Ralenti	Régime maximum en 1re
Vitesse de rotation en tr/min	$N_{1(\text{vilebrequin/voiture})} = 900 \text{ tr/min}$	$N_{2(\text{vilebrequin/voiture})} = 6\,000 \text{ tr/min}$
Vitesse de rotation en tr/s	$N_{1(\text{vilebrequin/voiture})} = 15 \text{ tr/s}$	$N_{2(\text{vilebrequin/voiture})} = 100 \text{ tr/s}$
Fréquence de rotation en rad/s	$\omega_{1(\text{vilebrequin/voiture})} = 94{,}3 \text{ rad/s}$	$\omega_{2(\text{vilebrequin/voiture})} = 628{,}3 \text{ rad/s}$
Phase 1 : accélération si l'on met 3 secondes pour passer du ralenti au régime maximum.	$\omega_{2(\text{vilebrequin/voiture})} = \alpha t + \omega_1$ $\alpha_1 = (\omega_2 - \omega_1)/t = 178 \text{ rad/s}^2$	
Phase 2 : accélération si la vitesse se stabilise à 6 000 tr/min pendant 10 secondes	$\alpha_2 = 0 \text{ rad/s}^2$	
Phase 3 : décélération depuis 6 000 tr/min jusqu'à 2 000 tr/min en 5 secondes	$\omega_{3(\text{vilebrequin/voiture})} = 209{,}4 \text{ rad/s}$ $\alpha_3 = (\omega_3 - \omega_2)/t = (209{,}4 - 628{,}3)/5 = -83{,}8 \text{ rad/s}^2$	
Phase 1 : nombre de radians et de tours si l'on met 3 secondes pour passer du ralenti au régime maximum	$\theta_3 = 0{,}5\,\alpha_1 t_1^2 + \omega_{1(\text{vilebrequin/voiture})} t_1 + \theta_0$ $= 0{,}5 \times 178 \times 3^2 + 94{,}3 \times 3 + 0 = 1\,083 \text{ rad}$ $n_1 = 172 \text{ tr}$	
Phase 2 : nombre de radians et de tours si la vitesse se stabilise à 6 000 tr/min pendant 10 secondes	$n_2 = 6\,000 \times 10/60 = 1\,000 \text{ tr}$ $\theta_2 = 6\,280 \text{ rad}$	
Phase 3 : nombre de radians et de tours depuis 6 000 tr/min jusqu'à 2 000 tr/min en 5 secondes	$\theta_3 = 0{,}5\,\alpha_3 t_3^2 + \omega_{2(\text{vilebrequin/voiture})} t_3 + \theta_0$ $= 0{,}5 \times (-83{,}8) \times 5^2 + 628{,}3 \times 5 + 0 = 2\,094 \text{ rad}$ $n_3 = 333 \text{ tr}$	
Temps total pour les 3 phases	$t = 10 + 5 + 3 = 18 \text{ s}$	
Nombre total de tours pour l'ensemble des 3 phases	$n = 172 + 1\,000 + 333 = 1\,505 \text{ tr}$	
Vitesse de rotation moyenne	$N_{\text{moyenne(vilebrequin/voiture)}} = 1\,505/18 = 84 \text{ tr/s}$	

MTRUV

R1) Les accélarations pour les trois phases sont les suivantes.

Phase 1 : $V_{1\,\text{voiture/repère}} = at + V_{0\,\text{voiture/repère}}$.

Il faut convertir les vitesses en m/s :

$$V_{1\,\text{voiture/repère}} = 70 \times 1\,000/3\,600 = 19{,}4 \text{ m/s}$$

$$a_1 = 19{,}4/4 = \mathbf{4{,}86 \text{ m/s}^2}.$$

Phase 2 : $a_2 = 0 \text{ m/s}^2$ (vitesse constante).

Phase 3 : $V_{3\,\text{voiture/repère}} = at + V_{2\,\text{voiture/repère}}$

$$V_{3\,\text{voiture/repère}} = 15 \times 1\,000/3\,600 = 4{,}2 \text{ m/s}$$

$$4{,}2 = a_3 \times 5 + 19{,}4$$

$$a_3 = \mathbf{-3{,}05 \text{ m/s}^2}.$$

(le signe négatif traduit la décélération du véhicule)

R2) Les distances parcourues pour les trois phases sont les suivantes :

Phase 1 : $x_1 = 0{,}5 \times a_1 \times t_1^2 + V_{0\,\text{voiture/repère}} \times t_1 + x_0$

$$x_1 = 0{,}5 \times 4{,}9 \times 4 \times 4 + 0 \times 4 + 0 = \mathbf{38{,}9 \text{ m}}.$$

Phase 2 : $x_2 = 0{,}5 \times a_2 \times t_2^2 + V_{2\,\text{voiture/repère}} \times t_2 + x_0$

On considère que l'origine du repère se trouve au début de la phase 2 :

$$x_2 = 0{,}5 \times 0 \times 8 \times 8 + 19{,}4 \times 8 + 0 = \mathbf{155{,}5\ m}\,.$$

Phase 3 : $x_3 = 0{,}5 \times a_3 \times t_3^2 + V_{3\,\text{voiture/repère}} \times t_3 + x_0$

On considère que l'origine du repère se trouve au début de la phase 3 :

$$x_3 = 0{,}5 \times (-3{,}05) \times 5 \times 5 + 19{,}4 \times 5 + 0$$
$$= -38{,}1 + 97 = \mathbf{58{,}9\ m}.$$

R3) Le temps total du parcours est $t = t_1 + t_2 + t_3 = \mathbf{17\ s}$.

R4) La distance totale parcourue est :

$$x = x_1 + x_2 + x_3 = \mathbf{253{,}5\ m}\,.$$

R5) La vitesse moyenne sur l'ensemble du parcours est :

$$V_{\text{moyenne}} = x/t = 14{,}85\ \text{m/s} = 53{,}5\ \text{km/h}\,.$$

R6) Voir figure 21.19.
R7) Voir figure 21.19.
R8) $V_{(2\ \text{secondes})} = \mathbf{10\ m/s}$ (voir figure 21.19).

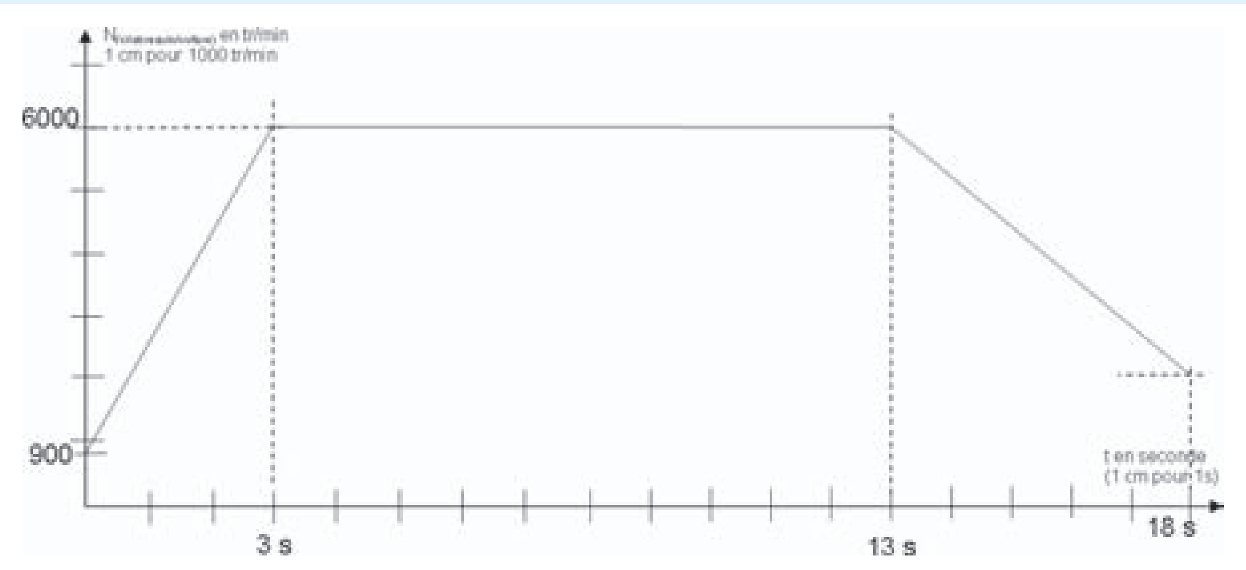


Figure 21.18 – Vitesse en fonction du temps : corrigé MRUV.

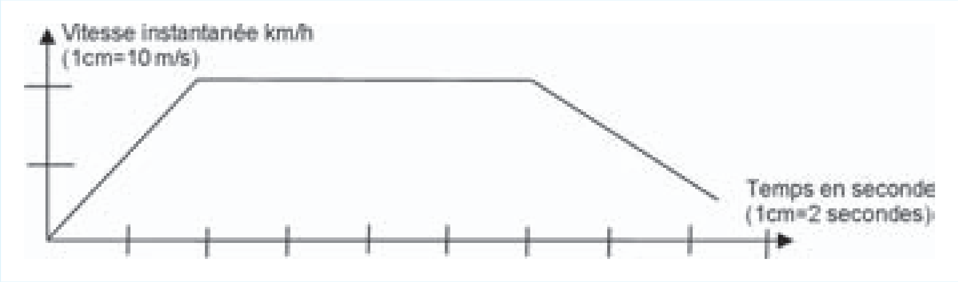


Figure 21.19 – Corrigé du MTRUV.

Chapitre 22

Mouvement de translation rectiligne uniformément varié

R1) Voir figures 22.8 et 22.9 dans le cours.

R2) On peut appliquer directement le théorème du moment dynamique en projection sur l'axe (O, y) :

$$A_{\text{balance}\,1 \to \text{homme}} + B_{\text{balance}\,2 \to \text{homme}} + P_{\text{homme}} = R_{\text{dynamique}}$$

$$A_{\text{balance}\,1 \to \text{homme}} + B_{\text{balance}\,2 \to \text{homme}} - mg = ma_{\text{homme/sol}}$$

$$A_{\text{balance}\,1 \to \text{homme}} + B_{\text{balance}\,2 \to \text{homme}} - 80 \times 9{,}81 = 80 \times 3$$

$$A_{\text{balance}\,1 \to \text{homme}} + B_{\text{balance}\,2 \to \text{homme}} - 784{,}8 = 240$$

$$A_{\text{balance}\,1 \to \text{homme}} + B_{\text{balance}\,2 \to \text{homme}} = 240 + 784{,}8$$

$$\boxed{A_{\text{balance1} \rightarrow \text{homme}} + B_{\text{balance2} \rightarrow \text{homme}} = 1\,024{,}8} \quad (1)$$

On ne peut appliquer directement le théorème du moment dynamique. Il faut écrire tous les moments résultants au même point. L'énoncé demande de les écrire au point G. On fait le bilan des actions mécaniques. L'homme est soumis à trois actions :

- le moment dû au poids propre de l'homme : ce moment est nul car le poids est appliqué à l'endroit où l'on veut écrire le moment :

$$\overrightarrow{M_{G\,P\,\text{homme}}} \begin{vmatrix} 0 \\ 0 \\ 0 \end{vmatrix}_{(O,\,\vec{x},\,\vec{y},\,\vec{z})} \text{ au point G}$$

- le moment dû à l'action de la balance 1 sur l'homme :

$$\overrightarrow{M_{G\,A\,\text{balance1} \rightarrow \text{homme}}} \begin{vmatrix} 0 \\ 0 \\ -L \cdot A_{\text{balance1} \rightarrow \text{homme}} = 0 \end{vmatrix}_{(O,\,\vec{x},\,\vec{y},\,\vec{z})} \text{ au point G}$$

- le moment dû à l'action de la balance 2 sur l'homme :

$$\overrightarrow{M_{G\,B\,\text{balance1} \rightarrow \text{homme}}} \begin{vmatrix} 0 \\ 0 \\ L \cdot B_{\text{balance2} \rightarrow \text{homme}} = 0 \end{vmatrix}_{(O,\,\vec{x},\,\vec{y},\,\vec{z})} \text{ au point G}$$

Le moment dû à l'action dynamique (résultante dynamique) en G est nul car appliqué au centre où l'on veut écrire le moment

$$\overrightarrow{M_{G\,R\,\text{dymanique}}} \begin{vmatrix} 0 \\ 0 \\ MG_{R\,\text{dymanique}} = 0 \end{vmatrix}_{(O,\,\vec{x},\,\vec{y},\,\vec{z})}$$

On peut, dès lors, appliquer le théorème du moment dynamique en G sur l'axe z appliqué à l'homme isolé :

$$\boxed{0 + L \cdot B_{\text{balance2} \rightarrow \text{homme}} - L \cdot A_{\text{balance1} \rightarrow \text{homme}} = 0} \quad (2)$$

R3) De l'équation (2), on en déduit que :

$$B_{\text{balance2} \rightarrow \text{homme}} = A_{\text{balance1} \rightarrow \text{homme}}.$$

Et donc en remplaçant dans (1) :

$$A_{\text{balance1} \rightarrow \text{homme}} + A_{\text{balance1} \rightarrow \text{homme}} = 1\,024{,}8$$

$$2 \times A_{\text{balance1} \rightarrow \text{homme}} = 1\,024{,}8$$

$$A_{\text{balance1} \rightarrow \text{homme}} = 1\,024{,}8/2$$

$$A_{\text{balance1} \rightarrow \text{homme}} = B_{\text{balance2} \rightarrow \text{homme}} = 512{,}4\text{ N} = 51{,}2\text{ kg}$$

R4) $E = Pt = mgVt = 80 \times 9{,}81 \times 6 \times 5 =$ **23 544 J**.

R5) $W = Fl = mh = 80 \times 9{,}81 \times 30 =$ **23 544 J**.

R6) Conclusion : le travail fourni par la plate-forme sur 30 m est égale à l'énergie à fournir pour déplacer l'homme en 5 secondes.

R7) $E_c = 0{,}5 \times mV^2 = 0{,}5 \times 80 \times 6^2 =$ **1 440 J**.

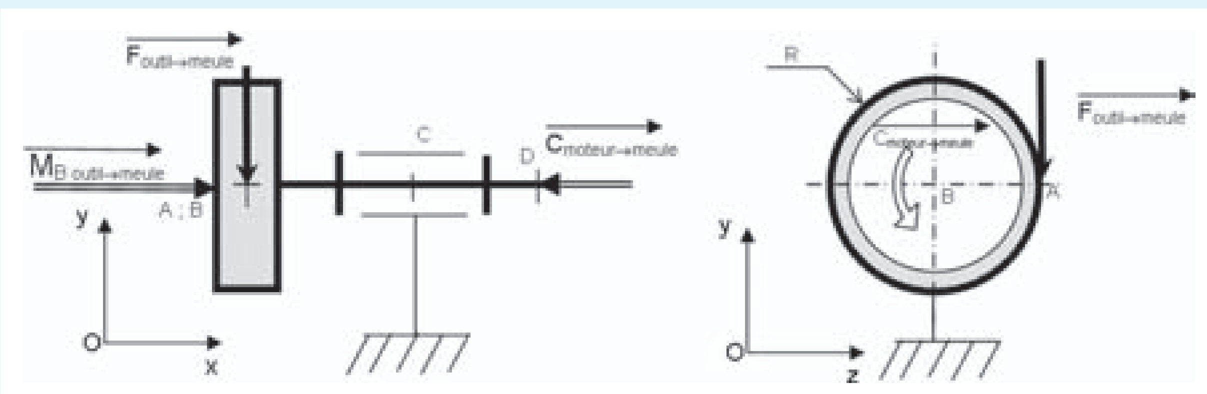


Figure 22.11 – Touret à meuler : corrigé.

Mouvement de rotation uniformément varié

R1) Voir figure 22.11.

R2) En phase de démarrage, la meule est soumise à trois moments sur l'axe x :

- le couple du moteur sur la meule : $C_{\text{moteur} \rightarrow \text{meule}}$;
- le moment résultant de l'action de l'outil sur la meule :

$$M_{\text{B outil} \rightarrow \text{meule}} = RF_{\text{outil} \rightarrow \text{meule}} = 0{,}4 \times 50 = 20\text{ N} \cdot \text{m}$$

(positif autour de l'axe x) ;

- le moment dynamique : $Md = J\alpha_{\text{meule/bâti}}$ et avec :

$$J = mR^2/2 = \rho v R^2/2$$
$$= 7\,800 \times 0{,}15 \times \pi \times 0{,}4^2 \times 0{,}4^2/2 = 47\text{ kg} \cdot \text{m}^2$$

Donc $Md = J\alpha_{\text{meule/bâti}} = 47 \times 13 = 612\text{ N} \cdot \text{m}$ est dirigé dans le sens du couple moteur, c'est-à-dire sur (–x).

Donc $Md = -612\text{ N} \cdot \text{m}$ sur l'axe x.

R3) On applique le principe fondamental de la dynamique (théorème du moment dynamique) en projection sur l'axe x et en un point quelconque puisque nous prenons en compte uniquement des moments :

$$C_{\text{moteur} \rightarrow \text{meule}} + M_{\text{B outil} \rightarrow \text{meule}} = Md$$

R4) $C_{\text{moteur} \to \text{meule}} + 20 = -612$, d'où :

$$C_{\text{moteur} \to \text{meule}} = -632 \text{ N} \cdot \text{m}.$$

R5) L'arbre devra résister à une torsion sous un couple de 632 N · m. Il devra être capable de transmettre 632 N · m à la meule pour pouvoir l'entraîner.

R6) $E = Pt = C_{\text{moteur} \to \text{meule}} \omega_{\text{meule/bâti}} t$

$= 20 \times 56 \times 5 = 5{,}6 \text{ kJ}.$

R7) $W = C_{\text{moteur} \to \text{meule}} \theta = 20 \times 100 \times 2 \times \pi = 12{,}5 \text{ kJ}.$

R8) $E_c = 0{,}5\, J\, \omega^2_{\text{meule/bâti}} = 0{,}5 \times 47 \times 56^2 = 73\,696 \text{ J}.$

Chapitre 23

Traction-compression

R1) La sollicitation est une traction.

R2) $S = \pi r^2 = \pi \times 10^2 = 314 \text{ mm}^2.$

R3) $\sigma = F/S = 8\,000/314 = 25{,}5 \text{ MPa}.$

R4) $\sigma_p = \sigma_e/s = 235/10 = 23{,}5 \text{ MPa}.$

R5) La tige résistera peut-être car la contrainte (25,5 MPa) est très inférieure à la contrainte maximale admissible (235 MPa). Cependant, la valeur de cette contrainte n'est pas valable dans l'intervalle de la contrainte pratique de sécurité (23,5 MPa).

Cisaillement

R1) La sollicitation est un cisaillement.

R2) $S = \pi r^2 = \pi \times 7{,}5^2 = 176{,}7 \text{ mm}^2.$

R3) $\tau = F/S = 5\,000/176{,}7 = 28{,}29 \text{ MPa}.$

R4) $\tau_p = \tau_{ge}/s = 117{,}5/5 = 23{,}5 \text{ MPa}.$

R5) L'axe résistera peut-être car la contrainte (28,3 MPa) est très inférieure à la contrainte de glissement maximale admissible (117,5 MPa). Cependant, la valeur de cette contrainte n'est pas valable dans l'intervalle de la contrainte pratique de sécurité (23,5 MPa).

Flexion pure

R1) $M_{\text{B Arail} \to \text{galet}} = 7\,000 \times 0{,}03 = \mathbf{210 \text{ N} \cdot \text{m}}.$

R2) $\sigma = \dfrac{Mfz_{\text{maxi}} \cdot r \cdot c}{Iz} = 210\,000 \times 9 \times 3/(\pi d^4/64)$

$= 5{,}67 \times 10^6/5\,153 = \mathbf{11\,00 \text{ MPa}}.$

R3) $\sigma_{pe} = \sigma_e/s = 480/10 = \mathbf{48 \text{ MPa}}$. Conclusion : la contrainte dans la section est trop élevée par rapport à la contrainte pratique de sécurité imposée pour ce type de matériel. Vraisemblablement l'axe va casser.

Torsion

R1) La sollicitation est une torsion.

R2) $S = \pi r^2 = \pi \times 5^2 = \mathbf{78{,}5 \text{ mm}^2}.$

R3) $\tau = r\, Mt/I_0 = 5 \times 10\,000/(\pi \times 10^4/32) = \mathbf{50{,}9 \text{ MPa}}.$

R4) $\tau_p = \tau_{ge}/s = 117{,}5/2 = \mathbf{58{,}8 \text{ MPa}}.$

R5) L'axe doit résister, dans la limite du coefficient de sécurité fixé.

R6) $Mt = G\,\theta\, I_0$

$= 80\,000 \times \theta \times \pi \times 10^4/32 = 78{,}5 \times 10^6 \times \theta.$

D'où : $\theta = 10\,000/78{,}5 \times 10^6 = \mathbf{1{,}3 \times 10^{-4} \text{ rad/mm}}.$

Chapitre 24

R1) Les sollicitations sont des flexions et des chocs. Il faut que les engrenages soient durs en surface et résilients à cœur.

R2) Le traitement approprié est une trempe à plus de 750 °C suivie d'un refroidissement rapide. L'acier obtenu est très dur mais très cassant car il subsiste des contraintes internes. On effectue un revenu à une température inférieure à 700 °C pour éliminer les contraintes internes. L'acier est maintenant dur mais aussi résilient à cœur.

R3) Le monomère de base est le chloroprène.

Chapitre 25

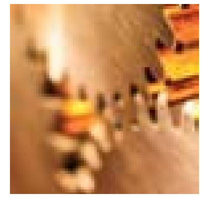
R1) Piston : la partie sphérique du piston doit être d'une dureté élevé pour éviter les usures et les déformations. Le piston doit résister à la compression et surtout à la flexion. Il doit donc avoir une limite élastique importante.

Plateau : le plateau doit posséder une bonne dureté pour éviter l'usure et la déformation. Il doit avoir une limite élastique élevée car les sollicitations en flexion, en traction et en torsion sont importantes.

R2) Les matériaux résistant le plus à la fatigue sont les aciers.

R3) La limite d'élasticité vaut 235 MPa. Cette limite est déterminée d'après l'essai de traction d'un acier doux (peu de carbone dedans).

Index



Guillaume Sabatier
François Ragusa
Hubert Antz

MANUEL DE TECHNOLOGIE MÉCANIQUE

Résolument pédagogique, ce **manuel de technologie mécanique** constitue un outil de travail efficace destiné aux élèves de CAP, BEP et Baccalauréats professionnels industriels : maintenance des véhicules motorisés, maintenance des systèmes industriels, carrosserie, électrotechnique, électronique, productique mécanique, etc.

Agrémenté de nombreux schémas explicatifs, chaque chapitre présente une leçon détaillée sur des systèmes mécaniques concrets (relation entre les fonctions techniques des ensembles et sous-ensembles). Cette leçon est suivie d'**exercices d'application corrigés**. Les **25 leçons** abordent les thématiques suivantes :

- dessin industriel,
- analyse fonctionnelle et structurelle des systèmes mécaniques,
- métrologie,
- guidages par roulement,
- étanchéité et lubrification des mécanismes,
- transformation et transmission de l'énergie,
- statique, cinématique et dynamique,
- matériaux.

Ce manuel apporte ainsi aux élèves les **compétences théoriques et techniques** nécessaires à l'acquisition de la technologie en génie mécanique.

GUILLAUME SABATIER
est professeur de génie mécanique en lycée professionnel et en centre de formation d'apprentis (CFA).

FRANÇOIS RAGUSA
est professeur certifié de génie mécanique en lycée technique.

HUBERT ANTZ
est professeur de génie mécanique en centre de formation d'apprentis (CFA).

9 782100 499922

ISBN 2 10 049992 0

DUNOD

www.dunod.com